

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局(43) 国際公開日
2004年2月19日 (19.02.2004)

PCT

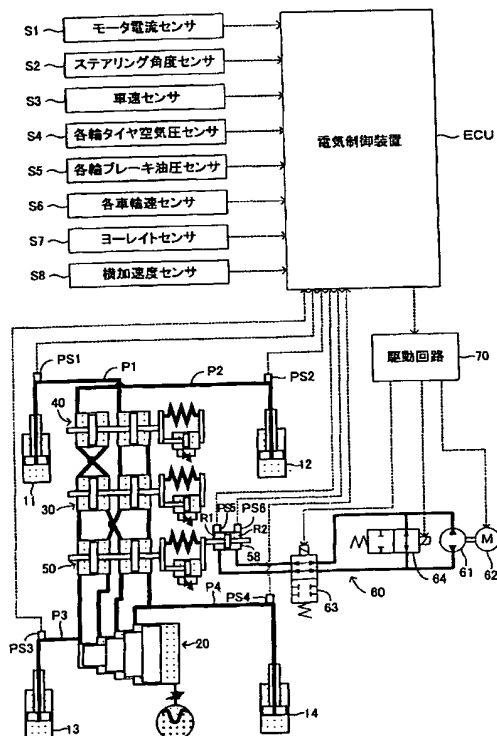
(10) 国際公開番号
WO 2004/014674 A1

- (51) 国際特許分類⁷: B60G 17/015, 21/06
(21) 国際出願番号: PCT/JP2003/006093
(22) 国際出願日: 2003年5月16日 (16.05.2003)
(25) 国際出願の言語: 日本語
(26) 国際公開の言語: 日本語
(30) 優先権データ: 特願2002-230299 2002年8月7日 (07.08.2002) JP
(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI)
(72) 発明者: および
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 小林 敏行 (KOBAYASHI, Toshiyuki) [JP/JP]; 〒471-8571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 Aichi (JP).
(74) 代理人: 大庭 咲夫, 外(OBA, Sakio et al.); 〒453-0801 愛知県名古屋市中村区太閤3丁目1番18号 名古屋KSビル2階 プロスペック特許事務所 Aichi (JP).

[続葉有]

(54) Title: GROUND CONTACT LOAD CONTROL DEVICE FOR VEHICLE

(54) 発明の名称: 車両用接地荷重制御装置



S1...MOTOR CURRENT SENSOR
S2...STEERING ANGLE SENSOR
S3...VEHICLE SPEED SENSOR
S4...EACH WHEEL TIRE AIR PRESSURE SENSOR
S5...EACH WHEEL BRAKE HYDRAULIC PRESSURE SENSOR
S6...EACH WHEEL SPEED SENSOR
S7...YAW RATE SENSOR
S8...LATERAL ACCELERATION SENSOR
70...DRIVE CIRCUIT
ECU...ELECTRIC CONTROL UNIT

(57) Abstract: A ground contact load control device for vehicle, comprising right and left side front and rear load sharing means (11, 12, 13, 14) for sharing ground contact loads on right and left side front and rear wheels, load changing means capable of changing, by operation, the ground contact loads shared by these load sharing means, vehicle state detection means (sensors) for detecting vehicle states, and a control means (electric control unit ECU) for controlling the operation of the load changing means according to detected signals from the vehicle state detection means, wherein the load changing means (50, 60) allow an operation to change the ground contact loads on either one set of the diagonal wheels and the ground contact loads on the other set of the diagonal wheels in increasing and decreasing directions opposite to each other and to change the ground contact loads on each set of the diagonal wheels in the same increasing and decreasing directions.

(57) 要約: 前後左右の各車輪の接地荷重をそれぞれ分担する前後左右の荷重分担手段(11,12,13,14)と、これら各荷重分担手段が分担する接地荷重を作用によってそれぞれ変更可能な荷重変更手段と、車両状態を検知する車両状態検知手段(各センサ)と、この車両状態検知手段からの検出信号に応じて前記荷重変更手段の作用を制御する制御手段(電気制御装置 ECU)を備えてなる車両用接地荷重制御装置において、前記荷重変更手段として、何れか一方の組の対角輪の各接地荷重と他方の組の対角輪の各接地荷重とを互いに反対の増減方向で変更し、かつ、各対角輪内での各接地荷重を同じ増減方向で変更する作用が可能な荷重変更手段(50,60)を採用した。



(81) 指定国 (国内): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NO, NZ, OM, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

(84) 指定国 (広域): ARIPO 特許 (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア特許 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ特許

(AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI 特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告書

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

明 細 書

車両用接地荷重制御装置

技 術 分 野

本発明は、四輪自動車等の車両に採用される車両用接地荷重制御装置に関する。

背 景 技 術

この種の接地荷重制御装置は、例えば、特開平11-91329号公報に示されている。同公報に示されている接地荷重制御装置においては、各車輪に対応して設けられているアクティブシリンダを使ってばね上質量を上下したときの反力を接地面に作用させることにより、接地荷重制御を行っている。

上記した公報に示されている接地荷重制御装置においては、各車輪に対応して設けられている各アクティブシリンダを個別に制御することにより、各車輪の接地荷重を変更するようにしている。このため、各車輪の接地荷重を変更する際には、車体の姿勢変化を伴うおそれがあるばかりか、上下方向の振動が発生するおそれがある。

発 明 の 開 示

本発明の目的の一つは、車両の姿勢変化を抑えながらステアリング特性をオーバーステア傾向またはアンダーステア傾向とすることにある。

この目的を達成するために、本発明では、前後左右の各車輪の接地荷重をそれぞれ分担する前後左右の荷重分担手段と、これら各荷重分担手段が分担する接地荷重を作動によってそれぞれ変更可能な荷重変更手段と、車両状態を検知する車両状態検知手段と、この車両状態検知手段からの検出信号に応じて前記荷重変更手段の作動を制御する制御手段を備えてなる車両用接地荷重制御装置において、前記荷重変更手段として、何れか一方の組の対角輪の各接地荷重と他方の組の対角輪の各接地荷重とを互いに反対の増減方向で変更し、かつ、各対角輪内での各接地荷重を同じ増減方向で変更する作動が可能な荷重変更手段を採用したことに

特徴がある。

この発明によれば、車両状態に応じて荷重変更手段の作動を制御手段により制御することができて、例えば、旋回時に、一方の組の対角輪の各接地荷重を増加変更するとともに他方の組の対角輪の各接地荷重を減少変更し、かつ、各対角輪内での各接地荷重を同じ増減方向で変更することが可能である。このため、例えば、左旋回時に、右前車輪と左後車輪の各接地荷重を共に減少させるとともに、左前車輪と右後車輪の各接地荷重を共に増加させることで、荷重移動をリヤ側にて負担すること（換言すれば、リヤロール剛性配分を大とすること）ができて、車両の姿勢変化を抑えながらステアリング特性をオーバーステア傾向とすること、或いは、このときに、左前車輪と右後車輪の各接地荷重を共に減少させるとともに、右前車輪と左後車輪の各接地荷重を共に増加させることで、荷重移動をフロント側にて負担すること（換言すれば、フロントロール剛性配分を大とすること）ができて、車体の姿勢変化を抑えながらステアリング特性をアンダーステア傾向とすることが可能である。

また、本発明の実施に際して、前後左右の各車輪の接地荷重をそれぞれ分担する前後左右の荷重分担手段が、前後左右の各車輪に対応してそれぞれ装着されてポートを有する前後左右の懸架用油圧シリンダを備え、これら各懸架用油圧シリンダが分担する接地荷重を作動によってそれぞれ変更可能な荷重変更手段が、前記各懸架用油圧シリンダからの油圧を受けて差圧によって動作する接地荷重制御用油圧シリンダと、この接地荷重制御用油圧シリンダに動作力を付与するアクチュエータを備えていることも可能である。この場合には、車両状態に応じてアクチュエータの作動を制御手段により制御することによって、各車輪の接地荷重を的確に変化させることが可能である。

この場合において、前記各懸架用油圧シリンダと前記接地荷重制御用油圧シリンダを含む油圧回路に、車体のピッチングを制御するピッチ制御用油圧シリンダと、車体のローリングを制御するロール制御用油圧シリンダと、車体のバウンシングを制御するヒープ制御用油圧シリンダを設けることも可能である。この場合には、各車輪の接地荷重を制御することが可能であるとともに、車体のバウンシング、ピッチング、ローリング等の挙動を制御することが可能である。

また、前記各懸架用油圧シリンダに対応してアキュムレータと減衰弁を配設することも可能である。この場合には、各車輪の接地荷重を制御することが可能であるとともに、路面からの振動を吸収する機能を簡単な構成にて付加することが可能である。

また、前記接地荷重制御用油圧シリンダと前記アクチュエータとの間に、減衰手段と弾性手段を介装することも可能である。この場合には、接地荷重制御用油圧シリンダの作動を減衰手段と弾性手段により常に許容して制御するため、路面からの振動入力を減衰手段と弾性手段にて吸収して、乗り心地を向上させることが可能である。

また、前記接地荷重制御用油圧シリンダの自由な作動を許容することが可能な解除手段を設けることも可能である。この場合には、各車輪の接地荷重を制御する必要がないときに、解除手段にて接地荷重制御用油圧シリンダの自由な作動を許容することで、路面からの振動入力の伝達を遮断して、乗り心地を向上させることが可能である。

また、前記接地荷重制御用油圧シリンダの作動を不能とすることが可能な固定手段を設けることも可能である。この場合には、アクチュエータの失陥時に、固定手段にて接地荷重制御用油圧シリンダの作動を不能とすることが可能であり、不測の挙動を防止することが可能である。また、路面からの振動入力が過大であるときに接地荷重制御用油圧シリンダの作動を不能とすることを前提として、アクチュエータの要求出力を減少させて、アクチュエータの体格とアクチュエータでの消費エネルギーを低減することが可能である。

また、本発明の実施に際して、前記車両状態検知手段が前後左右の各車輪のタイヤ空気圧を検出するタイヤ空気圧検出手段を備えていることも可能である。この場合には、タイヤ空気圧の低い車輪の接地荷重を低くして、タイヤのダメージを低減することが可能である。

また、本発明の実施に際して、前記制御手段は、前記車両状態検知手段からの検出信号に応じて前記荷重変更手段の作動量を決定する作動量決定手段を備えていることも可能である。この場合には、各車輪の接地荷重を適量にて制御することが可能であり、例えば、高速時にはアンダーステア傾向として安全性を高め、

低速時にはオーバーステア傾向として操縦性を高めることが可能である。

また、本発明の実施に際して、前記制御手段は、前記車両状態検知手段からの検出信号に応じて前記荷重変更手段の作動速度を決定する作動速度決定手段を備えていることも可能である。この場合には、各車輪の接地荷重をタイミングよく変更制御することが可能であり、例えば、オーバーステア傾向に変化させる場合は、荷重変更手段の作動速度を遅くして（接地荷重を遅く変更して）挙動の乱れを抑制することが可能であり、また、アンダーステア傾向に変化させる場合は、荷重変更手段の作動速度を早くして（接地荷重を早く変更して）安定性を向上させることが可能である。

この場合において、前記車両状態検知手段が備える車速検出手段にて検出される車速の増大に応じて前記作動速度決定手段にて決定される作動速度が減少されるようにすることも可能である。この場合には、高速ほど接地荷重をゆっくりと変化させることができ、挙動の乱れを小さくすることが可能である。

また、この場合において、前記車両状態検知手段がステアリングギヤ比可変機構（VGRS）のギヤ比を取得するギヤ比取得手段を備えていて、このギヤ比取得手段にて取得されるギヤ比の増大に応じて前記作動速度決定手段にて決定される作動速度が減少されるようにすることも可能である。この場合には、VGRSのギヤ比が小さいときはオーバーステア傾向として、ステアリングの効きを良くすることが可能であり、また、VGRSのギヤ比が大きいときはアンダーステア傾向として、ステアリングの効きを低下させ、VGRSによる車両の安定性をさらに高めることが可能である。

また、本発明の実施に際して、前記制御手段は、所定の車速より大きいときに前記荷重変更手段の作動制御を許可する許可手段を備えていることも可能である。この場合には、所定の車速（例えば、6 Km/h程度で、接地荷重の変更による効果が有効に得られる車速）より大きいときにおいてのみ荷重変更手段の作動制御が許可されるため、所定の車速以下のときにおいて荷重変更手段が作動することがなくて、無用な作動を無くしてエネルギー消費を抑えることが可能であるとともに、当該装置の耐久性向上を図ることが可能である。

また、本発明の実施に際して、前記制御手段は、直進走行時に前記アクチュエ

一タの作動状態を検出するセンサを初期化する初期化手段を備えていることも可能である。この場合には、アクチュエータの作動状態を検出するセンサの中立のずれを防止することが可能である。

また、本発明の実施に際して、前後左右の各車輪の接地荷重をそれぞれ分担する前後左右の荷重分担手段が、前後左右の各車輪に対応してそれぞれ装着されて単一のポートを有する前後左右の懸架用油圧シリンダを備え、これら各懸架用油圧シリンダが分担する接地荷重を作動によってそれぞれ変更可能な荷重変更手段が、左右前輪に対応して装着した前記各懸架用油圧シリンダからの油圧を受けて差圧によって動作する一方の接地荷重制御用油圧シリンダと、左右後輪に対応して装着した前記各懸架用油圧シリンダからの油圧を受けて差圧によって動作する他方の接地荷重制御用油圧シリンダと、これらの接地荷重制御用油圧シリンダの各ピストンロッドに作用する軸力の比率をこれら両ピストンロッドに連結されるアームの支点位置を変更することにより変更可能な軸力比率可変機構と、前記アームの支点位置を前記車両状態検知手段からの検出信号に応じて変更可能なアクチュエータを備えていることも可能である。

この場合には、アクチュエータによりアームの支点位置を変更することで、両接地荷重制御用油圧シリンダの各ピストンロッドに作用する軸力の比率を変化させることが可能である。このため、ロール剛性・ロール減衰の前後輪分担比を的確に変化させることが可能である。また、力の制御ではなくて変位の制御であるため、制御しやすい、ロール剛性の前後輪分担比を保持するときには、アクチュエータを維持・保持するだけでよいので、エネルギーを消費しない、各接地荷重制御用油圧シリンダは制御中でも自由に変位可能であるため、路面振動の車体への入力量が少なく、乗り心地がよい等の効果も期待することが可能である。

また、本発明の実施に際して、制動時に左右輪が接地している各路面の摩擦係数をそれぞれ推定する路面 μ 推定手段を設けるとともに、これらの路面 μ 推定手段にて得られた各路面の摩擦係数に基づいて前記荷重変更手段の作動を制御し高 μ 路側前輪と低 μ 路側後輪の接地荷重を増加させ低 μ 路側前輪と高 μ 路側後輪の接地荷重を減少させる補正手段を設けることも可能である。この場合には、左右の前輪では独立制御され左右の後輪では一括制御されるABS制御において、低

μ 路側前輪以外の 3 輪での制動力を増加させて、制動距離を短縮することが可能である。

また、本発明の実施に際して、前記車両状態検知手段は車速を検出する車速検出手段と操舵角を検出するステアリング角度センサとヨーレイトを検出するヨーレイトセンサを備え、前記制御手段は、前記車速検出手段が検出する車速と前記ステアリング角度センサが検出する操舵角から目標ヨーレイトを推定するヨーレイト推定手段と、このヨーレイト推定手段が推定する目標ヨーレイトと前記ヨーレイトセンサが検出する実ヨーレイトとを比較するヨーレイト比較手段と、前記目標ヨーレイトと前記実ヨーレイトとの偏差に基づいて前記荷重変更手段の作動補正量を決定する作動補正量決定手段とを備えていることも可能である。この場合には、ステアリング特性を的確に（具体的には、実ヨーレイトが不足しているときには、オーバーステア傾向となり、実ヨーレイトが過大なときには、アンダーステア傾向となるように）補正することが可能である。

図面の簡単な説明

図 1 は、本発明による車両用接地荷重制御装置を含む車両用サスペンション装置の第 1 実施形態を概略的に示した構成図である。

図 2 は、図 1 に示した機械系構成の拡大図である。

図 3 は、図 1 に示した電気制御装置の CPU が実行するメインルーチンを示すフローチャートである。

図 4 は、図 3 のステップ 200 にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

図 5 は、図 3 のステップ 300 にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

図 6 は、図 3 のステップ 400 にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

図 7 は、図 3 のステップ 500 にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

図 8 は、スリップ率と接地荷重と路面 μ との関係を示すマップである。

図 9 は、図 3 のステップ 600 にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

図 10 は、車速、ギヤ比とロール剛性配分（前輪）との関係を示すマップである。

図 11 は、図 3 のステップ 700 にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

図 12 は、ヨーレイトの偏差とロール剛性配分（前輪）との関係を示すマップである。

図 13 は、図 3 のステップ 800 にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

図 14 は、図 3 のステップ 900 にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

図 15 A、図 15 B、図 15 C は、第 1 実施形態において車両の直進状態にて接地荷重が制御されるとききの作動説明図である。

図 16 A、図 16 B、図 16 C は、第 1 実施形態において車両の右旋回状態にて接地荷重が制御されるとききの作動説明図である。

図 17 A、図 17 B、図 17 C は、第 1 実施形態において車両の左旋回状態にて接地荷重が制御されるとききの作動説明図である。

図 18 は、本発明による車両用接地荷重制御装置を含む車両用サスペンション装置の第 2 実施形態を概略的に示した構成図である。

図 19 は、図 18 に示した機械系構成の拡大図である。

図 20 は、図 18 に示した電気制御装置の CPU が実行するメインルーチンを示すフローチャートである。

図 21 は、図 20 のステップ 200 A にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

図 22 は、図 20 のステップ 800 A にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

図 23 は、図 20 のステップ 900 A にて実行されるサブルーチンを示すフローチャートである。

図 2 4 A、図 2 4 B、図 2 4 C は、第 2 実施形態において車両の左旋回状態にて接地荷重が制御されるとき作動説明図である。

図 2 5 は、本発明による車両用接地荷重制御装置における機械系構成の変形実施形態を概略的に示した構成図である。

発明を実施するための最良の形態

以下に、本発明の各実施形態を図面に基いて説明する。図 1 は本発明による車両用接地荷重制御装置を含む車両用サスペンション装置の第 1 実施形態を概略的に示して、このサスペンション装置では、図 1 および図 2 にて示したように、各懸架用油圧シリンダ 1 1、1 2、1 3、1 4 が各配管 P 1、P 2、P 3、P 4 を介してバウンシング抑制器 2 0、ローリング抑制器 3 0、ピッチング抑制器 4 0 および接地荷重変更装置 5 0 にそれぞれ接続されている。

各懸架用油圧シリンダ 1 1、1 2、1 3、1 4 は、前後左右の各車輪（図 1 4 の F L、F R、R L、R R 参照）に対応してそれぞれ装着されるものであり、単一のポート 1 1 a、1 2 a、1 3 a、1 4 a を有していて、前後左右の各車輪 F L、F R、R L、R R の接地荷重をそれぞれ分担するようになっている。また、各懸架用油圧シリンダ 1 1、1 2、1 3、1 4 には、図 1 に示したように、その内部圧力を検出する各油圧センサ P S 1、P S 2、P S 3、P S 4 が組付けられていて、各油圧センサ P S 1、P S 2、P S 3、P S 4 は電気制御装置 E C U に電氣的に接続されている。

バウンシング抑制器 2 0 は、車体の挙動の一つであるバウンシングが発生している状態において各懸架用油圧シリンダ 1 1、1 2、1 3、1 4 の作動を抑制する挙動抑制手段であり、各懸架用油圧シリンダ 1 1、1 2、1 3、1 4 のポート 1 1 a、1 2 a、1 3 a、1 4 a に配管 P 1、P 2、P 3、P 4 を介してそれぞれ接続されるバウンシング制御シリンダ 2 1、2 2、2 3、2 4 を備えていて、各バウンシング制御シリンダ 2 1、2 2、2 3、2 4 は、受圧面積を略同一としたピストン 2 1 a、2 2 a、2 3 a、2 4 a を備えている。

ピストン 2 1 a、2 2 a、2 3 a、2 4 a は一体化されていて、その背部には油圧室 2 5 が設けられている。この油圧室 2 5 は、ばね要素としても機能するア

キムレータ 26 (ガス式でもスプリング式でも実施可能) の油圧室 26 a に連通していて、その連通路には、ばね要素の振動を制振する減衰要素として機能する可変絞り 27 が介装されている。

ローリング抑制器 30 は、車体の挙動の一つであるローリングが発生している状態において各懸架用油圧シリンダ 11, 12, 13, 14 の作動を抑制する挙動抑制手段であり、各懸架用油圧シリンダ 11, 12, 13, 14 のポート 11 a, 12 a, 13 a, 14 a に配管 P1, P2, P3, P4 を介してそれぞれ接続されるローリング制御シリンダ 31, 32, 33, 34 を備えていて、各ローリング制御シリンダ 31, 32, 33, 34 は、受圧面積を略同一としたピストン 31 a, 32 a, 33 a, 34 a を備えている。

各ローリング制御シリンダ 31, 34 は、対角 (左前と右後) に位置する両懸架用油圧シリンダ 11, 14 に接続されていて、その各作動が逆相となる (油圧の増減に伴うピストン 31 a, 34 a の作動方向が逆となる) ように連結されており、左右対ローリング制御シリンダ 30 A を構成している。左右対ローリング制御シリンダ 30 A では、両ローリング制御シリンダ 31, 34 のピストン 31 a, 34 a が一体化されて共用されている。

一方、各ローリング制御シリンダ 32, 33 は、対角 (右前と左後) に位置する両懸架用油圧シリンダ 12, 13 に接続されていて、その各作動が逆相となるように連結されており、左右対ローリング制御シリンダ 30 B を構成している。左右対ローリング制御シリンダ 30 B では、両ローリング制御シリンダ 32, 33 のピストン 32 a, 33 a が一体化されて共用されている。

各左右対ローリング制御シリンダ 30 A, 30 B は、左右同相に (例えば、左側の懸架用油圧シリンダ 11, 13 の油圧が共に高くなったときに両ピストン 31 a, 34 a と 32 a, 33 a が共に図の右側に押動されるように) 配置されていて、各ピストン 31 a, 34 a と 32 a, 33 a が連結ロッド 35 を介して連結されている。

連結ロッド 35 は、シリンダ外に延出していて、その延出端部にばね要素として機能するコイルスプリング 36 の一端と、ばね要素の振動を制振する減衰要素として機能するショックアブソーバ 37 の一端に連結されており、コイルスプ

リング 3 6 とショックアブソーバ 3 7 によって作動（軸方向移動）を抑制されるようになっている。なお、この実施形態においては、コイルスプリング 3 6 とショックアブソーバ 3 7 の他端が移動不能に固定されている。

ピッチング抑制器 4 0 は、車体の挙動の一つであるピッチングが発生している状態において各懸架用油圧シリンダ 1 1, 1 2, 1 3, 1 4 の作動を抑制する挙動抑制手段であり、各懸架用油圧シリンダ 1 1, 1 2, 1 3, 1 4 のポート 1 1 a, 1 2 a, 1 3 a, 1 4 a に配管 P 1, P 2, P 3, P 4 を介してそれぞれ接続されるピッチング制御シリンダ 4 1, 4 2, 4 3, 4 4 を備えていて、各ピッチング制御シリンダ 4 1, 4 2, 4 3, 4 4 は、受圧面積を略同一としたピストン 4 1 a, 4 2 a, 4 3 a, 4 4 a を備えている。

各ピッチング制御シリンダ 4 1, 4 4 は、対角（左前と右後）に位置する両懸架用油圧シリンダ 1 1, 1 4 に接続されていて、その各作動が逆相となるように連結されており、前後対ピッチング制御シリンダ 4 0 A を構成している。前後対ピッチング制御シリンダ 4 0 A では、両ピッチング制御シリンダ 4 1, 4 4 のピストン 4 1 a, 4 4 a が一体化されて共用されている。

一方、各ピッチング制御シリンダ 4 2, 4 3 は、対角（右前と左後）に位置する両懸架用油圧シリンダ 1 2, 1 3 に接続されていて、その各作動が逆相となるように連結されており、前後対ピッチング制御シリンダ 4 0 B を構成している。前後対ピッチング制御シリンダ 4 0 B では、両ピッチング制御シリンダ 4 2, 4 3 のピストン 4 2 a, 4 3 a が一体化されて共用されている。

各前後対ピッチング制御シリンダ 4 0 A, 4 0 B は、前後同相に（例えば、前方の懸架用油圧シリンダ 1 1, 1 2 の油圧が共に高くなったときに両ピストン 4 1 a, 4 4 a と 4 2 a, 4 3 a が共に図の右側に押動されるように）配置されていて、各ピストン 4 1 a, 4 4 a と 4 2 a, 4 3 a が連結ロッド 4 5 を介して連結されている。

連結ロッド 4 5 は、シリンダ外に延出していて、その延出端部にばね要素として機能するコイルスプリング 4 6 の一端と、ばね要素の振動を制振する減衰要素として機能するショックアブソーバ 4 7 の一端に連結されており、コイルスプリング 4 6 とショックアブソーバ 4 7 によって作動（軸方向移動）を抑制される

ようになっている。なお、この実施形態においては、コイルスプリング 46 とショックアブソーバ 47 の他端が移動不能に固定されている。

接地荷重変更装置 50 は、電気制御装置 ECU によって作動を制御されて各懸架用油圧シリンダ 11, 12, 13, 14 が分担する接地荷重を変更するものであり、各懸架用油圧シリンダ 11, 12, 13, 14 のポート 11a, 12a, 13a, 14a に配管 P1, P2, P3, P4 を介してそれぞれ接続される接地荷重制御シリンダ 51, 52, 53, 54 を備えていて、各接地荷重制御シリンダ 51, 52, 53, 54 は、受圧面積を略同一としたピストン 51a, 52a, 53a, 54a を備えている。

各接地荷重制御シリンダ 52, 54 は、右側（右前と右後）に位置する両懸架用油圧シリンダ 12, 14 に接続されていて、その各作動が逆相となるように連結されており、右側対接地荷重制御シリンダ 50A を構成している。右側対接地荷重制御シリンダ 50A では、両接地荷重制御シリンダ 52, 54 のピストン 52a, 54a が一体化されて共用されている。

一方、各接地荷重制御シリンダ 51, 53 は、左側（左前と左後）に位置する両懸架用油圧シリンダ 11, 13 に接続されていて、その各作動が逆相となるように連結されており、左側対接地荷重制御シリンダ 50B を構成している。左側対接地荷重制御シリンダ 50B では、両接地荷重制御シリンダ 51, 53 のピストン 51a, 53a が一体化されて共用されている。

右側対接地荷重制御シリンダ 50A と左側対接地荷重制御シリンダ 50B は、対角同相に（例えば、右前の懸架用油圧シリンダ 12 と左後の懸架用油圧シリンダ 13 の油圧が共に高くなったときに両ピストン 51a, 53a と 52a, 54a が共に図の右側に押動されるように）配置されていて、各ピストン 51a, 53a と 52a, 54a が連結ロッド 55 を介して連結されている。

連結ロッド 55 は、シリンダ外に延出していて、その延出端部にばね要素として機能するコイルスプリング 56 の一端と、ばね要素の振動を制振する減衰要素として機能するショックアブソーバ 57 の一端に連結されており、コイルスプリング 56 とショックアブソーバ 57 によって作動（軸方向移動）を抑制されるとともに、コイルスプリング 56 とショックアブソーバ 57 の他端に連結された

アクチュエータ 58 によって作動(軸方向移動)を抑制されるようになっている。

アクチュエータ 58 は、コイルスプリング 56 とショックアブソーバ 57 を介して各接地荷重制御シリンダ 51 ～ 54 に作動力を付与するものであり、その作動は、油圧制御装置 60 によって制御されるようになっている。このアクチュエータ 58 は、油圧制御装置 60 によって作動油の給排を制御されるシリンダ 58 a と、このシリンダ 58 a 内に往復動可能に組付けられたピストン 58 b と、シリンダ 58 a を貫通してピストン 58 b と一体的に移動しコイルスプリング 56 とショックアブソーバ 57 の他端に作動力を付与するロッド 58 c によって構成されていて、シリンダ 58 a 内にピストン 58 b によって一対の油室 R1, R2 が形成されている。また、シリンダ 58 a には、各油室 R1, R2 の圧力を検出する各油圧センサ PS5, PS6 が組付けられていて、各油圧センサ PS5, PS6 は電気制御装置 ECU に電氣的に接続されている。

油圧制御装置 60 は、アクチュエータ 58 の各油室 R1, R2 に作動油を供給可能な正逆回転可能なポンプ 61 と、このポンプ 61 を駆動する正逆回転可能な電動モータ 62 と、各油室 R1, R2 とポンプ 61 間の接続通路に介装されて両者間を連通・遮断する 4 ポート 2 位置切換弁 63 と、ポンプ 61 の両ポートを接続するバイパス通路に介装されて同バイパス通路を開閉する 2 ポート 2 位置開閉弁 64 を備えている。この油圧制御装置 60 においては、電動モータ 62、4 ポート 2 位置切換弁 63、2 ポート 2 位置開閉弁 64 等の作動が電気制御装置 ECU により駆動回路 70 を介して制御されるようになっている。

電気制御装置 ECU は、各油圧センサ PS1 ～ PS6 と駆動回路 70 に電氣的に接続されるとともに、モータ電流センサ S1、ステアリング角度センサ S2、車速センサ S3、各輪タイヤ空気圧センサ S4、各輪ブレーキ油圧センサ S5、各車輪速センサ S6、ヨーレートセンサ S7、横加速度センサ S8 等に電氣的に接続されている。

また、電気制御装置 ECU は、CPU、ROM、RAM、インターフェース等を有するマイクロコンピュータを備えていて、イグニッションスイッチ(図示省略)が ON とされている状態のときに、電気制御装置 ECU の CPU が図 3 ～ 図 13 のフローチャートに対応した制御プログラムを所定の演算周期(例えば、8

ms e c) 毎に繰り返し実行して、油圧制御装置 60 における電動モータ 62、4 ポート 2 位置切換弁 63、2 ポート 2 位置開閉弁 64 等の作動を制御する。

また、この電気制御装置 ECU は、車両の旋回時にアンダーステアとオーバーステアを抑制する公知の VSC 装置（ビークルスタビリティコントロール装置）の VSC 制御中に VSC 制御信号を出力するようになっている。また、この電気制御装置 ECU は、車速に応じてステアリングギヤ比を可変とする公知のステアリングギヤ比可変機構（VGRS）の作動を制御可能に構成されている。

上記のように構成したこの第 1 実施形態の車両用サスペンション装置においては、イグニッションスイッチが ON とされている状態のとき、各センサからの信号に基づいて電気制御装置 ECU の CPU が油圧制御装置 60 の電動モータ 62、4 ポート 2 位置切換弁 63、2 ポート 2 位置開閉弁 64 の作動を制御して、前後左右の各車輪 FL, FR, RL, RR の接地荷重を制御する。

この接地荷重の制御は、電気制御装置 ECU の CPU が図 3 に示したメインルーチンを所定の演算周期（例えば、8 ms e c）毎に繰り返し実行することにより行われ、電気制御装置 ECU の CPU は、図 3 のステップ 101 にて処理を開始し、ステップ 200 にて制御有無判定・初期化処理を実行し、ステップ 300 にてタイヤ空気圧対応制御処理を実行し、ステップ 400 にて VSC 協調制御処理を実行し、ステップ 500 にてまたぎ路制動制御処理を実行し、ステップ 600 にて車速感応・VGRS 協調・制御速度制限処理を実行し、ステップ 700 にてヨーレイト制御処理を実行し、ステップ 800 にてアクチュエータ目標差圧演算処理を実行し、ステップ 900 にてモータ制御処理を実行し、ステップ 102 にて処理を一旦終了する。

電気制御装置 ECU の CPU が図 3 のステップ 200 にて制御有無判定・初期化処理を実行するときには、図 4 に示したサブルーチンを実行する。具体的には、電気制御装置 ECU の CPU がステップ 201 にて処理を開始し、ステップ 202 にてフラグ F を「0」に設定し、ステップ 203 にて電動モータ 62 の電気抵抗値 R を測定し記憶する。この電気抵抗値 R は、電動モータ 62 に微電流を流すことでモータ電流センサ S1 の検出信号から測定され、電動モータ 62 が断線していて通電不能のときには、設定値 R_o より大きな値となる。

このため、電動モータ62が断線しているとき（失陥時）には、電気制御装置ECUのCPUが、ステップ204にて「Yes」と判定し、ステップ205にて4ポート2位置切換弁63を閉鎖状態とする閉鎖信号を駆動回路70に出力した後、図1のステップ102に戻って、ステップ102にて処理を一旦終了する。したがって、電動モータ62が断線していて、アクチュエータ58の作動が油圧制御装置60によって制御され得ないときには、アクチュエータ58が4ポート2位置切換弁63によって油圧的にロックされて作動を不能とされる。

一方、電動モータ62が断線していないときには、電気制御装置ECUのCPUが、ステップ204にて「No」と判定し、ステップ206にてステアリング角度センサS2の検出信号からステアリング角度を検出して記憶する。このとき、ステアリング角度が閾値1（例えば、3度程度）より大きいと、ステップ207にて「Yes」と判定し、ステップ208にて車速センサS3の検出信号から車速を検出し記憶する。このとき、車速が閾値2（例えば、6 Km/h程度）より大きいと、ステップ209にて「Yes」と判定し、ステップ210、211、212を実行した後、ステップ213を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

また、上記したステップ207の実行時にステアリング角度が閾値1以下である（実質的に直進走行状態である）と、電気制御装置ECUのCPUが、ステップ207にて「No」と判定し、ステップ214、215を実行した後、図1のステップ102に戻って、ステップ102にて処理を一旦終了する。また、上記したステップ209の実行時に車速が閾値2以下である（接地荷重の変化による効果が有効に得られる車速以下である）と、電気制御装置ECUのCPUが、ステップ209にて「No」と判定し、ステップ214、215を実行した後、図1のステップ102に戻って、ステップ102にて処理を一旦終了する。

ところで、ステップ210では、電気制御装置ECUのCPUが、各懸架用油圧シリンダ11、12、13、14に設けた各油圧センサPS1、PS2、PS3、PS4の検出信号から各懸架シリンダ油圧をそれぞれ検出して記憶し、ステップ211では、各懸架シリンダ油圧から各車輪の接地荷重値をそれぞれ算出して記憶し、ステップ212では、各車輪の接地荷重値の内の右後輪接地荷重値と左後輪接地荷重値から後両輪接地荷重値を算出して記憶する。なお、ステップ2

11での各車輪の接地荷重値は、各懸架シリンダ油圧と各懸架用油圧シリンダ11, 12, 13, 14の受圧面積を積算することにより算出される。また、ステップ212での後両輪接地荷重値は、右後輪接地荷重値と左後輪接地荷重値を加算することにより算出される。

また、ステップ214では、電気制御装置ECUのCPUが、2ポート2位置開閉弁64を開放状態とする開放信号を駆動回路70に出力し、ステップ215では、アクチュエータ58のシリンダ58aに設けた両油圧センサPS5, PS6をリセットして初期化する。このため、このときには、ポンプ61の両ポートを接続するバイパス通路が開放されて、アクチュエータ58におけるピストン58bおよびロッド58cの自由な作動が許容される。したがって、このときには、各接地荷重制御シリンダ51～54の自由な作動を許容することで、路面からの振動入力伝達を遮断して、乗り心地を向上させることが可能である。

また、ステップ215の実行にて、両油圧センサPS5, PS6がリセットされて初期化されるため、両油圧センサPS5, PS6の中立のずれを防止することが可能である。また、ステップ208と209の実行にて、車速が閾値2以下のとき（接地荷重の変化による効果が有効に得られないとき）には、図3のステップ300～900が実行されなくて、無用な作動を無くしてエネルギー消費を抑えることが可能であるとともに、当該装置の耐久性向上を図ることが可能である。

また、電気制御装置ECUのCPUが図3のステップ300にてタイヤ空気圧対応制御処理を実行するときには、図5に示したサブルーチンを実行する。具体的には、電気制御装置ECUのCPUがステップ301にて処理を開始し、ステップ302にて各輪タイヤ空気圧センサS4の検出信号から各車輪のタイヤ空気圧をそれぞれ検出して記憶する。このとき、各車輪のタイヤ空気圧が閾値3（例えば、150kPa程度の正常下限値）以上であると、電気制御装置ECUのCPUは、各ステップ303, 304, 305, 306にてそれぞれ「No」と判定した後、ステップ307を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

また、このとき、左後輪のタイヤ空気圧以外の各車輪のタイヤ空気圧が閾値3以上であると、電気制御装置ECUのCPUは、各ステップ303, 304, 3

05にてそれぞれ「No」と判定し、ステップ306にて「Yes」と判定し、ステップ308にて左後輪の目標接地荷重値をゼロに設定し、ステップ309にてフラグFを「1」に設定した後、ステップ307を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

また、このとき、左右前輪のタイヤ空気圧が閾値3以上であり、左右後輪のタイヤ空気圧が閾値3未満であると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ303, 304にてそれぞれ「No」と判定し、ステップ305, 310にてそれぞれ「Yes」と判定した後、ステップ307を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

また、このとき、右後輪のタイヤ空気圧以外の各車輪のタイヤ空気圧が閾値3以上であると、電気制御装置ECUのCPUは、各ステップ303, 304にてそれぞれ「No」と判定し、ステップ305にて「Yes」と判定し、ステップ310にて「No」と判定し、ステップ311にて左後輪の目標接地荷重値を後両輪接地荷重値（図4のステップ212にて算出した接地荷重値）に設定し、ステップ312にてフラグFを「1」に設定した後、ステップ307を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

また、このとき、右前輪と左後輪のタイヤ空気圧が閾値3以上であり、左前輪のタイヤ空気圧が閾値3未満であると、電気制御装置ECUのCPUは、各ステップ303にて「No」と判定し、ステップ304にて「Yes」と判定し、ステップ313にて「No」と判定し、ステップ311にて左後輪の目標接地荷重値を上記した後両輪接地荷重値に設定し、ステップ312にてフラグFを「1」に設定した後、ステップ307を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

また、このとき、右前輪のタイヤ空気圧が閾値3以上であり、左前輪と左後輪のタイヤ空気圧が閾値3未満であると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ303にて「No」と判定し、ステップ304, 313にてそれぞれ「Yes」と判定した後、ステップ307を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

また、このとき、左右前輪のタイヤ空気圧が閾値3未満であると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ303, 314にてそれぞれ「Yes」と判定した後、ステップ307を実行し、図3のメインルーチンに戻る。また、このとき、

右前輪のタイヤ空気圧が閾値 3 未満であり、左前輪のタイヤ空気圧が閾値 3 以上であり、右後輪のタイヤ空気圧が閾値 3 未満であると、電気制御装置 ECU の CPU は、ステップ 303 にて「Yes」と判定し、ステップ 314 にて「No」と判定し、ステップ 315 にて「Yes」と判定した後、ステップ 307 を実行し、図 3 のメインルーチンに戻る。

また、このとき、右前輪のタイヤ空気圧が閾値 3 未満であり、左前輪と右後輪のタイヤ空気圧が閾値 3 以上であると、電気制御装置 ECU の CPU は、ステップ 303 にて「Yes」と判定し、ステップ 314, 315 にてそれぞれ「No」と判定し、ステップ 316 にて左後輪の目標接地荷重値をゼロに設定し、ステップ 317 にてフラグ F を「1」に設定した後、ステップ 307 を実行し、図 3 のメインルーチンに戻る。

また、電気制御装置 ECU の CPU が図 3 のステップ 400 にて VSC 協調制御処理を実行するときには、図 6 に示したサブルーチンを実行する。具体的には、電気制御装置 ECU の CPU がステップ 401 にて処理を開始し、ステップ 402 にて VSC 制御信号 (VSC 制御中に電気制御装置 ECU 自体が出力する信号) を検出して記憶する。このとき、VSC 制御が実行されていないと、電気制御装置 ECU の CPU は、ステップ 403 にて「No」と判定した後、ステップ 404 を実行し、図 3 のメインルーチンに戻る。また、VSC 制御が実行されていると、電気制御装置 ECU の CPU は、ステップ 403 にて「Yes」と判定した後、ステップ 405 にて各輪ブレーキ油圧センサ S5 の検出信号から各車輪のブレーキ油圧をそれぞれ検出して記憶する。

このとき、左右前輪のブレーキ油圧が閾値 4 (例えば、1MPa 程度) 以下であると、電気制御装置 ECU の CPU は、各ステップ 406, 407 にてそれぞれ「No」と判定した後、ステップ 404 を実行し、図 3 のメインルーチンに戻る。また、このとき、右前輪のブレーキ油圧が閾値 4 以下であり、左前輪のブレーキ油圧が閾値 4 より大きいと、電気制御装置 ECU の CPU は、ステップ 406 にて「No」と判定し、ステップ 407 にて「Yes」と判定し、ステップ 408 にて左後輪の目標接地荷重値をゼロに設定し、ステップ 409 にてフラグ F を「1」に設定した後、ステップ 404 を実行し、図 3 のメインルーチンに戻る。

また、このとき、右前輪のブレーキ油圧が閾値4より大きく、左後輪のブレーキ油圧が閾値5（例えば、0.5MPa程度）より大きく、右後輪のブレーキ油圧が閾値5以下であると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ406にて「Yes」と判定し、ステップ410にて「Yes」と判定し、ステップ411にて「No」と判定し、ステップ408にて左後輪の目標接地荷重値をゼロに設定し、ステップ409にてフラグFを「1」に設定した後、ステップ404を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

また、このとき、右前輪のブレーキ油圧が閾値4より大きく、左右後輪のブレーキ油圧がそれぞれ閾値5より大きいと、電気制御装置ECUのCPUは、各ステップ406, 411, 412にてそれぞれ「Yes」と判定した後、ステップ404を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

また、このとき、右前輪のブレーキ油圧が閾値4より大きく、左後輪のブレーキ油圧が閾値5以下であると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ406にて「Yes」と判定し、ステップ410にて「No」と判定し、ステップ412にて左後輪の目標接地荷重値を上記した後両輪接地荷重値に設定し、ステップ413にてフラグFを「1」に設定した後、ステップ404を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

また、電気制御装置ECUのCPUが図3のステップ500にてまたぎ路制動制御処理を実行するときには、図7に示したサブルーチンを実行する。具体的には、電気制御装置ECUのCPUがステップ501にて処理を開始し、ステップ502にて各輪ブレーキ油圧センサS5（図1参照）の検出信号から各車輪のブレーキ油圧をそれぞれ検出して記憶する。このとき、全てのブレーキ油圧がゼロであると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ503にて「Yes」と判定した後、ステップ504を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

また、少なくとも一つのブレーキ油圧がゼロでないと、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ503にて「No」と判定した後、ステップ505にて各車輪のスリップ率（各輪スリップ率）をそれぞれ算出して記憶し、ステップ506にて各車輪の接地荷重値（各輪接地荷重値）をそれぞれ算出して記憶し、ステップ507にて各車輪が接地している各路面の摩擦係数（各輪路面 μ ）をそれぞれ

算出して記憶する。

上記した各輪スリップ率は、各車輪速センサ S 6（図 1 参照）の検出信号から得られる各車輪速と車速センサ S 1（図 1 参照）の検出信号から得られる車速からスリップ率 = (車速 - 車輪速) / 車速の関係式で算出される。また、上記した各輪ブレーキ力は、各輪ブレーキ油圧センサ S 5（図 1 参照）の検出信号から得られる各車輪のブレーキ油圧と各車輪に装着したブレーキ装置の諸元（ピストン面積、パッド μ 、有効ブレーキ半径、タイヤ有効半径）からブレーキ力 = ブレーキ油圧 \times ピストン面積 \times パッド μ \times 有効ブレーキ半径 \div タイヤ有効半径の関係式で算出される。また、上記した各輪接地荷重値は、各懸架用油圧シリンダ 1 1 ~ 1 4 に設けた各油圧センサ P S 1 ~ P S 4（図 1 参照）の検出信号から得られる圧力と各懸架用油圧シリンダ 1 1 ~ 1 4 の受圧面積を積算することにより算出される。また、上記した各輪路面 μ は、各輪スリップ率と各輪接地荷重値から図 8 のマップを参照して算出される。

ところで、各輪路面 μ を推定して記憶したとき、右前輪が接地している路面の摩擦係数 (μ 右前) と左前輪が接地している路面の摩擦係数 (μ 左前) との差が閾値 6（例えば、0. 1 程度）以下であり、左前輪が接地している路面の摩擦係数 (μ 左前) と右前輪が接地している路面の摩擦係数 (μ 右前) との差が閾値 6 以下であると、電気制御装置 ECU の CPU は、ステップ 5 0 8 にて「No」と判定し、ステップ 5 0 9 にて「No」と判定した後、ステップ 5 0 4 を実行し、図 3 のメインルーチンに戻る。

また、このとき、右前輪が接地している路面の摩擦係数 (μ 右前) と左前輪が接地している路面の摩擦係数 (μ 左前) との差が閾値 6 以下であり、左前輪が接地している路面の摩擦係数 (μ 左前) と右前輪が接地している路面の摩擦係数 (μ 右前) との差が閾値 6 より大きく、左前輪が接地している路面の摩擦係数 (μ 左前) と左後輪が接地している路面の摩擦係数 (μ 左後) との差が閾値 7（例えば、0. 1 程度）以上であると、電気制御装置 ECU の CPU は、ステップ 5 0 8 にて「No」と判定し、ステップ 5 0 9 にて「Yes」と判定し、ステップ 5 1 0 にて「No」と判定し、ステップ 5 1 1 にて左後輪の目標接地荷重値を上記した後両輪接地荷重値に設定し、ステップ 5 1 2 にてフラグ F を「1」に設定した後、

ステップ504を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

また、このとき、右前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 右前)と左前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 左前)との差が閾値6以下であり、左前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 左前)と右前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 右前)との差が閾値6より大きく、左前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 左前)と左後輪が接地している路面の摩擦係数(μ 左後)との差が閾値7より小さいと、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ508にて「No」と判定し、ステップ509にて「Yes」と判定し、ステップ510にて「Yes」と判定し、ステップ513にて左後輪の目標接地荷重値を上記した後両輪接地荷重値 $\times \mu$ 右後(μ 右後 $+$ μ 左後)に設定し、ステップ512にてフラグFを「1」に設定した後、ステップ504を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

また、このとき、右前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 右前)と左前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 左前)との差が閾値6より大きく、右前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 右前)と右後輪が接地している路面の摩擦係数(μ 右後)との差が閾値7より小さいと、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ508にて「Yes」と判定し、ステップ514にて「Yes」と判定し、ステップ513にて左後輪の目標接地荷重値を後両輪接地荷重値 $\times \mu$ 右後(μ 右後 $+$ μ 左後)に設定し、ステップ512にてフラグFを「1」に設定した後、ステップ504を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

また、このとき、右前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 右前)と左前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 左前)との差が閾値6より大きく、右前輪が接地している路面の摩擦係数(μ 右前)と右後輪が接地している路面の摩擦係数(μ 右後)との差が閾値7以上であると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ508にて「Yes」と判定し、ステップ514にて「No」と判定し、ステップ515にて左後輪の目標接地荷重値をゼロに設定し、ステップ512にてフラグFを「1」に設定した後、ステップ504を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

また、電気制御装置ECUのCPUが図3のステップ600にて車速感応・VGRS協調・制御速度制限処理を実行するときには、図9に示したサブルーチン

を実行する。具体的には、電気制御装置ECUのCPUが、ステップ601にて処理を開始し、ステップ602にて車速センサS3（図1参照）の検出信号から車速を検出して記憶し、ステップ603にて車速からVGRSのギヤ比を取得して記憶し、ステップ604にて図10のマップを参照して上記した車速とVGRSのギヤ比に応じて目標ロール剛性前輪配分値を決定して記憶する。

このとき、車速が閾値9（例えば、60Km/h程度）より大きいと、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ605にて「Yes」と判定し、ステップ606にて目標ロール剛性前輪配分値を補正演算して記憶した後、ステップ607を実行し、図3のメインルーチンに戻る。上記したステップ606での目標ロール剛性前輪配分値の補正演算は、上記したステップ604の実行により得られた今回の目標ロール剛性前輪配分値と前回のステップ604の実行により得られた前回の目標ロール剛性前輪配分値を加算して1/2とする（平均値化する）ことにより行われる。

また、このとき、車速が閾値9以下であり、上記したステップ604の実行により得られた今回の目標ロール剛性前輪配分値が前回のステップ604の実行により得られた前回の目標ロール剛性前輪配分値以上であると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ605にて「No」と判定し、ステップ608にて「No」と判定した後、ステップ607を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

また、このとき、車速が閾値9以下であり、上記したステップ604の実行により得られた今回の目標ロール剛性前輪配分値が前回のステップ604の実行により得られた前回の目標ロール剛性前輪配分値より小さいと、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ605にて「No」と判定し、ステップ608にて「Yes」と判定し、ステップ606にて今回の目標ロール剛性前輪配分値を補正演算して記憶した後、ステップ607を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

また、電気制御装置ECUのCPUが図3のステップ700にてヨーレイト制御処理を実行するときには、図11に示したサブルーチンを実行する。具体的には、電気制御装置ECUのCPUが、ステップ701にて処理を開始し、ステップ702にて車速センサS3（図1参照）の検出信号から車速を検出して記憶し、ステップ703にてステアリング角度センサS2（図1参照）の検出信号からス

テアリング角度を検出して記憶し、ステップ704にて目標ヨーレイトを演算する。この目標ヨーレイトは、上記した車速とステアリング角度から目標ヨーレイト＝車速×ステアリング角度×定数の関係式で演算される。

また、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ705にてヨーレイトセンサS7（図1参照）の検出信号から実際のヨーレイト（実ヨーレイト）を検出して記憶し、ステップ706にてヨーレイトの偏差、すなわち、目標ヨーレイトと実ヨーレイトの差を演算して記憶する。このとき、偏差の絶対値が閾値8（例えば、 0.1 deg/s 程度）より大きいと、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ707にて「Yes」と判定し、ステップ708にて図12のマップを参照してヨーレイトの偏差に応じて目標ロール剛性前輪配分値を補正した後、ステップ709を実行し、図3のメインルーチンに戻る。また、このとき、偏差の絶対値が閾値8以下であると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ707にて「No」と判定した後、ステップ709を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

また、電気制御装置ECUのCPUが図3のステップ800にてアクチュエータ目標差圧演算処理を実行するときには、図13に示したサブルーチンを実行する。具体的には、電気制御装置ECUのCPUがステップ801にて処理を開始し、ステップ802にてフラグFが「1」か否かを判定する。このとき、フラグFが「1」であると、電気制御装置ECUのCPUは、ステップ802にて「Yes」と判定し、ステップ803、804、805を実行した後、ステップ806を実行し、図3のメインルーチンに戻る。

上記したステップ803では、電気制御装置ECUのCPUが、図5～図7に示したサブルーチンの実行により得られた左後輪の目標接地荷重値とこの時点での左後輪の実際の接地荷重値（左後輪の懸架用油圧シリンダ13に設けた油圧センサPS3（図1参照）の検出信号から得られる圧力と懸架用油圧シリンダ13の受圧面積を積算することにより算出される実接地荷重値）の偏差を算出して記憶する。

また、上記したステップ804では、電気制御装置ECUのCPUが、上記したステップ803にて算出した偏差を解消するに必要な目標アクチュエータ推力（アクチュエータ58のロッド58cに与える軸方向の力）を目標アクチュエー

タ推力＝偏差×定数の関係式で算出して記憶し、ステップ８０５では、目標アクチュエータ推力から目標アクチュエータ差圧（アクチュエータ５８における両油室Ｒ１，Ｒ２間の差圧）を算出して記憶する。

また、上記したステップ８０２の実行時にフラグＦが「０」であると、電気制御装置ＥＣＵのＣＰＵは、ステップ８０２にて「Ｎｏ」と判定し、ステップ８０７，８０８，８０９を実行した後、上記したステップ８０５，８０６を実行し、図３のメインルーチンに戻る。

上記したステップ８０７では、電気制御装置ＥＣＵのＣＰＵが、横加速度センサＳ８（図１参照）の検出信号から実際の横加速度を検出して記憶し、ステップ８０８では実際の横加速度と車両の諸元（車両ばね上質量、重心高、トレッド）から左右の荷重移動量を荷重移動量＝車両ばね上質量×横加速度×重心高÷トレッドの関係式で推定する。また上記したステップ８０９では、電気制御装置ＥＣＵのＣＰＵが、図９または図１１に示したサブルーチンの実行により得られた目標ロール剛性前輪配分値と上記ステップ８０８にて得られる左右の荷重移動量と懸架用油圧シリンダ１１～１４のピストンロッド受圧面積と接地荷重変更装置５０のピストン５１ａ～５４ａの受圧面積から目標アクチュエータ推力を目標アクチュエータ推力＝（目標ロール剛性前輪配分値×２－１）×（左右の荷重移動量）×（接地荷重変更装置５０のピストン面積）÷（懸架用油圧シリンダのピストンロッド受圧面積）の関係式で算出して記憶する。

また、電気制御装置ＥＣＵのＣＰＵが図３のステップ９００にてモータ制御処理を実行するときには、図１４に示したサブルーチンを実行する。具体的には、電気制御装置ＥＣＵのＣＰＵがステップ９０１にて処理を開始し、ステップ９０２～９０６を実行した後、ステップ９０７を実行し、図３のメインルーチンに戻る。

上記したステップ９０２では、電気制御装置ＥＣＵのＣＰＵが、各油圧センサＰＳ５，ＰＳ６（図１参照）の検出信号からアクチュエータ５８における各油室Ｒ１，Ｒ２の実際の油圧を検出して記憶し、上記したステップ９０３では各油室Ｒ１，Ｒ２の実際の油圧の差（実差圧）を演算して記憶する。また、上記したステップ９０４では、電気制御装置ＥＣＵのＣＰＵが、図１２のステップ８０５に

て得られた目標差圧と上記ステップ 903 にて得られた実差圧との偏差を演算して記憶し、上記したステップ 905 では目標差圧と実差圧との偏差に応じて電動モータ 62 のモータ電流（駆動方向と駆動力）をモータ電流＝偏差×定数の関係式で演算して記憶する。また、上記したステップ 906 では、電気制御装置 ECU の CPU が、電動モータ 62 の駆動回路 70 に上記ステップ 905 にて得られたモータ電流での駆動信号を出力する。

以上の説明から明らかなように、この第 1 実施形態の車両用サスペンション装置においては、例えば、全ての車輪のタイヤ空気圧が正常値（閾値 3 以上である値）である状態から左後輪 RL のタイヤ空気圧が閾値 3 より小さくなったときには、図 5 のサブルーチンにてステップ 302, 303, 304, 305, 306, 308, 309 が実行され、図 13 のサブルーチンにてステップ 802, 803, 804, 805 が実行され、図 14 のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ 62 が図 14 のステップ 905 にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

このため、図 15A と図 15B にて示したように、接地荷重変更装置 50 の連結ロッド 55 がアクチュエータ 58 により図 15A の状態から図 15B の状態に向けて押圧されて、左右前輪では右前輪 FR から左前輪 FL に接地荷重を移動することができるとともに、左右後輪では左後輪 RL から右後輪 RR に接地荷重を移動することができる。したがって、タイヤ空気圧が閾値 3 より小さくなった左後輪 RL の接地荷重を低くして、左後輪 RL に装着されているタイヤのダメージを低減することが可能である。なお、図 15A、図 15B、図 15C では各車輪 FL, FR, RL, RR に合わせて各接地荷重の大きさを円の大きさで表示した。

なお、右前輪 FR のタイヤ空気圧が閾値 3 より小さくなったときには、図 5 のサブルーチンにてステップ 302, 303, 314, 315, 316, 317 が実行され、図 13 のサブルーチンにてステップ 802, 803, 804, 805 が実行され、図 14 のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、上記した作動と同様の作動を得ることが可能であり、タイヤ空気圧が閾値 3 より小さくなった右前輪 FR の接地荷重を低くして、右前輪 FR に装着されているタイヤのダメージを低減することが可能である。

一方、右後輪RRのタイヤ空気圧が閾値3より小さくなったときには、図5のサブルーチンにてステップ302, 303, 304, 305, 310, 311, 312が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 803, 804, 805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ62が図14のステップ905にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

このため、図15Aと図15Cにて示したように、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュエータ58により図15Aの状態から図15Cの状態に向けて押圧されて、左右前輪では左前輪FLから右前輪FRに接地荷重を移動することができるとともに、左右後輪では右後輪RRから左後輪RLに接地荷重を移動することができる。したがって、タイヤ空気圧が閾値3より小さくなった右後輪RRの接地荷重を低くして、右後輪RRに装着されているタイヤのダメージを低減することが可能である。

なお、左前輪FLのタイヤ空気圧が閾値3より小さくなったときには、図5のサブルーチンにてステップ302, 303, 304, 313, 311, 312が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 803, 804, 805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、上記した作動と同様の作動を得ることが可能であり、タイヤ空気圧が閾値3より小さくなった左前輪FLの接地荷重を低くして、左前輪FLに装着されているタイヤのダメージを低減することが可能である。

また、この第1実施形態の車両用サスペンション装置においては、例えば、右旋回時のVSC制御中にて後輪横滑りが発生し、右前輪FRのブレーキ油圧が閾値4以下で左前輪FLのブレーキ油圧が閾値4より大きくなったときには、図6のサブルーチンにてステップ402, 403, 405, 406, 407, 408, 409が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 803, 804, 805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ62が図14のステップ905にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

このため、このときには、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュ

エータ 58 により図 16 B の状態に向けて押圧されて、左前輪 F L と右後輪 R R に接地荷重を移動することができる。したがって、左前輪 F L のブレーキ力が増加し、後輪の横滑り量を低減することが可能である。なお、図 16 A、図 16 B、図 16 C では各車輪 F L, F R, R L, R R に合わせて各接地荷重の大きさを円の大きさで表示した。

また、左旋回時の V S C 制御中にて前輪横滑りが発生し、右前輪 F R のブレーキ油圧が閾値 4 より大きく、左後輪 R L のブレーキ油圧が閾値 5 より大きく、右後輪 R R のブレーキ油圧が閾値 5 以下となったときには、図 6 のサブルーチンにてステップ 402, 403, 405, 406, 410, 411, 408, 409 が実行され、図 13 のサブルーチンにてステップ 802, 803, 804, 805 が実行され、図 14 のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ 62 が図 14 のステップ 905 にて得られたモータ電流(駆動方向と駆動力)で駆動される。

このため、このときには、接地荷重変更装置 50 の連結ロッド 55 がアクチュエータ 58 により図 17 B の状態に向けて押圧されて、左前輪 F L と右後輪 R R に接地荷重を移動することができる。したがって、ロール剛性配分が後よりとなって、オーバーステア傾向となるため、前輪の横滑り量を低減することが可能である。なお、図 17 A、図 17 B、図 17 C では各車輪 F L, F R, R L, R R に合わせて各接地荷重の大きさを円の大きさで表示した。

また、左旋回時の V S C 制御中にて後輪横滑りが発生し、右前輪 F R のブレーキ油圧が閾値 4 より大きく、左後輪 R L のブレーキ油圧が閾値 5 以下となったときには、図 6 のサブルーチンにてステップ 402, 403, 405, 406, 410, 412, 413 が実行され、図 13 のサブルーチンにてステップ 802, 803, 804, 805 が実行され、図 14 のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ 62 が図 14 のステップ 905 にて得られたモータ電流(駆動方向と駆動力)で駆動される。

このため、このときには、接地荷重変更装置 50 の連結ロッド 55 がアクチュエータ 58 により図 17 C の状態に向けて押圧されて、右前輪 F R と左後輪 R L に接地荷重を移動することができる。したがって、右前輪 F R のブレーキ力が増

加し、後輪の横滑り量を低減することが可能である。

また、右旋回時のVSC制御中にて前輪横滑りが発生し、右前輪FRのブレーキ油圧が閾値4より大きく、左後輪RLのブレーキ油圧が閾値5以下となったときには、図6のサブルーチンにてステップ402, 403, 405, 406, 410, 412, 413が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 803, 804, 805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ62が図14のステップ905にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

このため、このときには、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュエータ58により図16Cの状態に向けて押圧されて、右前輪FRと左後輪RRに接地荷重を移動することができる。したがって、ロール剛性配分が後よりとなって、オーバーステア傾向となるため、前輪の横滑り量を低減することが可能である。

また、この第1実施形態の車両用サスペンション装置においては、例えば、またぎ路での制動制御中において、左前輪FLのみ高 μ 路面上にあるときには、図7のサブルーチンにてステップ502, 503, 505, 506, 507, 508, 509, 510, 511, 512が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 803, 804, 805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ62が図14のステップ905にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

このため、このときには、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュエータ58により図15Aの状態から図15Cの状態に向けて押圧されて、右前輪FRと左後輪RLに接地荷重を移動することができて、左前輪FLの接地荷重を低減することができる。したがって、左前輪FLのブレーキ力を低減して、ヨーモーメントアンバランスによるスピンを回避することが可能である。

また、またぎ路での制動制御中において、前後の左輪が高 μ 、前後の右輪が低 μ 路面上にあるときには、図7のサブルーチンにてステップ502, 503, 505, 506, 507, 508, 509, 510, 513, 512が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 803, 804, 805が実行され、

図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ62が図14のステップ905にて得られたモータ電流(駆動方向と駆動力)で駆動される。

このため、このときには、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュエータ58により図15Bの状態に向けて押圧されて、左前輪FLと右後輪RRに接地荷重を移動することができて、右後輪RRの接地荷重を高めることができる。したがって、後輪での路面 μ と接地荷重の積を左右で等しくすることができて、後輪での制動力を最大化することが可能である。

また、またぎ路での制動制御中において、前後の右輪が高 μ 、前後の左輪が低 μ 路面上にあるときには、図7のサブルーチンにてステップ502, 503, 505, 506, 507, 508, 514, 513, 512が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 803, 804, 805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ62が図14のステップ905にて得られたモータ電流(駆動方向と駆動力)で駆動される。

このため、このときには、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュエータ58により図15Cの状態に向けて押圧されて、右前輪FRと左後輪RLに接地荷重を移動することができて、左後輪RLの接地荷重を高めることができる。したがって、後輪での路面 μ と接地荷重の積を左右で等しくすることができて、後輪での制動力を最大化することが可能である。

また、またぎ路での制動制御中において、右前輪FRのみ高 μ 路面上にあるときには、図7のサブルーチンにてステップ502, 503, 505; 506, 507, 508, 514, 515, 512が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 803, 804, 805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ62が図14のステップ905にて得られたモータ電流(駆動方向と駆動力)で駆動される。

このため、このときには、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュエータ58により図15Bの状態に向けて押圧されて、左前輪FLと右後輪RRに接地荷重を移動することができて、右前輪FRの接地荷重を低減することができる。したがって、右前輪FRのブレーキ力を低減して、ヨーモーメントアンバランスによるスピンを回避することが可能である。

また、この第1実施形態の車両用サスペンション装置においては、例えば、右旋回で車速が閾値9より大きくなったときには、図9のサブルーチンにてステップ602, 603, 604, 605, 606が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 807, 808, 809, 805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ62が図14のステップ905にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

このため、このときには、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュエータ58により図16Bの状態に向けて押圧されて、左前輪FL（旋回外側前輪）と右後輪RR（旋回内側後輪）に接地荷重を移動することができる。したがって、このときには、ロール剛性配分が前よりとなって、アンダーステア傾向となるため、車両の安定性を高めることが可能である。また、このときには、ステップ606の実行により制御速度を遅くして挙動の変化を小さくすることが可能である。

また、車速が閾値9以下での右旋回中にて、VGRSのギヤ比が小さくなる、または、車速が低下するときには、図9のサブルーチンにてステップ602, 603, 604, 605, 608, 606が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 807, 808, 809, 805が実行され、図14のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ62が図14のステップ905にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

このため、このときには、接地荷重変更装置50の連結ロッド55がアクチュエータ58により図16Cの状態に向けて押圧されて、右前輪FR（旋回内側前輪）と左後輪RL（旋回外側後輪）に接地荷重を移動することができる。したがって、このときには、ロール剛性配分が後よりとなって、オーバーステア傾向となるため、操縦性を高めることが可能である。また、このときには、ステップ606の実行により制御速度を遅くして挙動の変化を小さくすることが可能である。

また、車速が閾値9以下での右旋回中にて、VGRSのギヤ比が大きくなる、または、車速が上昇するときには、図9のサブルーチンにてステップ602, 603, 604, 605, 608が実行され、図13のサブルーチンにてステップ802, 807, 808, 809, 805が実行され、図14のサブルーチンに

て全てのステップが実行されて、電動モータ 6 2 が図 1 4 のステップ 9 0 5 にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

このため、このときには、接地荷重変更装置 5 0 の連結ロッド 5 5 がアクチュエータ 5 8 により図 1 6 B の状態に向けて押圧されて、左前輪 F L（旋回外側前輪）と右後輪 R R（旋回内側後輪）に接地荷重を移動することができる。したがって、このときには、ロール剛性配分が前よりとなって、アンダーステア傾向となるため、車両の安定性を高めることが可能である。また、このときには、ステップ 6 0 6 が実行されないため、制御速度を速くして制御の効果を高めることが可能である。

また、この第 1 実施形態の車両用サスペンション装置においては、例えば、右旋回時において目標ヨーレイトと実ヨーレイトの偏差の絶対値が閾値 8 より大きくなったときには、図 1 1 のサブルーチンにて全てのステップが実行され、図 1 3 のサブルーチンにてステップ 8 0 2, 8 0 7, 8 0 8, 8 0 9, 8 0 5 が実行され、図 1 4 のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、電動モータ 6 2 が図 1 4 のステップ 9 0 5 にて得られたモータ電流（駆動方向と駆動力）で駆動される。

このため、このときに実ヨーレイトが目標ヨーレイトより大きいときには、接地荷重変更装置 5 0 の連結ロッド 5 5 がアクチュエータ 5 8 により図 1 6 B の状態に向けて押圧されて、左前輪 F L（旋回外側前輪）と右後輪 R R（旋回内側後輪）に接地荷重を移動することができる。したがって、このときには、前輪のロール剛性配分が大きくなって、アンダーステア傾向となることで、実ヨーレイトを目標ヨーレイトに近づけることが可能である。

また、このときに実ヨーレイトが目標ヨーレイトより小さいときには、接地荷重変更装置 5 0 の連結ロッド 5 5 がアクチュエータ 5 8 により図 1 6 C の状態に向けて押圧されて、右前輪 F R（旋回内側前輪）と左後輪 R L（旋回外側後輪）に接地荷重を移動することができる。したがって、このときには、後輪のロール剛性配分が大きくなって、オーバーステア傾向となることで、実ヨーレイトを目標ヨーレイトに近づけることが可能である。

また、この第 1 実施形態においては、接地荷重変更装置 5 0 とアクチュエータ

58間に、減衰手段としてのショックアブソーバ57と、弾性手段としてのコイルスプリング56が介装してある。このため、接地荷重制御シリンダ51～54の作動をコイルスプリング56とショックアブソーバ57により常に許容して制御することが可能であり、路面からの振動入力をコイルスプリング56とショックアブソーバ57にて吸収して、乗り心地を向上させることが可能である。なお、接地荷重変更装置50とアクチュエータ58間に、減衰手段としてのショックアブソーバ57と、弾性手段としてのコイルスプリング56を介装しないで実施することも可能である。

また、この第1実施形態の車両用サスペンション装置においては、車体のバウンス時に、バウンス抑制器20が作動して、車体のバウンスが制御される。このときには、各懸架用油圧シリンダ11, 12, 13, 14が略同じ作動（圧縮作動）をするため、各ポート11a, 12a, 13a, 14aから配管P1, P2, P3, P4を介して各制御シリンダ21～24, 31～34および41～44に略同じ油圧（高油圧）が供給される。

ところで、このときには、ローリング抑制器30とピッチング抑制器40の各制御シリンダ31, 34, 32, 33と41, 44, 42, 43にて油圧がバランスしていて、各ピストン31a, 34a, 32a, 33aと41a, 44a, 42a, 43aは作動しない。一方、バウンス抑制器20では、ピストン21a, 22a, 23a, 24aがアキュムレータ25と可変絞り26の作用下にて作動し、各懸架用油圧シリンダ11, 12, 13, 14の作動、すなわち車体のバウンスを抑制するとともに路面からの衝撃を緩衝する。

また、この第1実施形態の車両用サスペンション装置においては、車体のローリング時に、ローリング抑制器30が作動して、車体のローリングが制御される。このとき（例えば、車両の左旋回時）には、右側の両懸架用油圧シリンダ12, 14が略同じ作動（圧縮作動）をするとともに、左側の両懸架用油圧シリンダ11, 13が略同じ作動（伸張作動）をするため、右側の両懸架用油圧シリンダ12, 14の各ポート12a, 14aから配管P2, P4を介して各制御シリンダ22, 24, 32, 34および42, 44に略同じ油圧（高油圧）が供給されるとともに、各制御シリンダ21, 23, 31, 33および41, 43から配管P

1, P 3を介して左側の両懸架用油圧シリンダ1 1, 1 3の各ポート1 1 a, 1 3 aに略同じ油圧（低油圧）が供給される。

ところで、このときには、バウンス抑制器2 0とピッチング抑制器4 0の各制御シリンダ2 1, 2 4、2 2, 2 3と4 1, 4 4、4 2, 4 3にて油圧がバランスして各ピストン2 1 a, 2 4 a、2 2 a, 2 3 aと4 1 a, 4 4 a、4 2 a, 4 3 aは作動しない。一方、ローリング抑制器3 0では、連結ロッド3 5にて連結されているピストン3 1 a, 3 4 aと3 2 a, 3 3 aがコイルスプリング3 6とショックアブソーバ3 7の作用下にて作動し、各懸架用油圧シリンダ1 1, 1 2, 1 3, 1 4の作動、すなわち車体のローリングを抑制する。

また、この第1実施形態の車両用サスペンション装置においては、車体のピッチング時に、ピッチング抑制器4 0が作動して、車体のピッチングが制御される。このとき（例えば、車両のダイブ時）には、前側の両懸架用油圧シリンダ1 1, 1 2が略同じ作動（圧縮作動）をするるとともに、後側の両懸架用油圧シリンダ1 3, 1 4が略同じ作動（伸張作動）をするため、前側の両懸架用油圧シリンダ1 1, 1 2の各ポート1 1 a, 1 2 aから配管P 1, P 2を介して各制御シリンダ2 1, 2 2、3 1, 3 2および4 1, 4 2に略同じ油圧（高油圧）が供給されるとともに、各制御シリンダ2 3, 2 4、3 3, 3 4および4 3, 4 4から配管P 3, P 4を介して後側の両懸架用油圧シリンダ1 3, 1 4の各ポート1 3 a, 1 4 aに略同じ油圧（低油圧）が供給される。

ところで、このときには、バウンス抑制器2 0とローリング抑制器3 0の各制御シリンダ2 1, 2 4、2 2, 2 3と3 1, 3 4、3 2, 3 3にて油圧がバランスして各ピストン2 1 a, 2 4 a、2 2 a, 2 3 aと3 1 a, 3 4 a、3 2 a, 3 3 aは作動しない。一方、ピッチング抑制器4 0では、連結ロッド4 5にて連結されているピストン4 1 a, 4 4 aと4 2 a, 4 3 aがコイルスプリング4 6とショックアブソーバ4 7の作用下にて作動し、各懸架用油圧シリンダ1 1, 1 2, 1 3, 1 4の作動、すなわち車体のピッチングを抑制する。

また、この第1実施形態の車両用サスペンション装置においては、不整地での車両の捩れ入力時、右前と左後の両懸架用油圧シリンダ1 2, 1 3が略同じ作動（圧縮作動）をするるとともに、左前と右後の両懸架用油圧シリンダ1 1, 1 4が

略同じ作動（伸張作動）をするため、両懸架用油圧シリンダ１２，１３の各ポート１２ａ，１３ａから配管Ｐ２，Ｐ３を介して各制御シリンダ２２，２３，３２，３３および４２，４３に略同じ油圧（図１に示したときと同じ中立油圧）が供給されるとともに、各制御シリンダ２１，２４，３１，３４および４１，４４から配管Ｐ１，Ｐ４を介して両懸架用油圧シリンダ１１，１４の各ポート１１ａ，１４ａに略同じ油圧（中立油圧）が供給される。

ところで、この状態では、ローリング抑制器３０とピッチング抑制器４０の各制御シリンダ３１，３４，３２，３３と４１，４４，４２，４３にて油圧がバランスしていて、各ピストン３１ａ，３４ａ，３２ａ，３３ａと４１ａ，４４ａ，４２ａ，４３ａは作動しない。一方、バウンシング抑制器２０では、各制御シリンダ２２，２３に作動油が供給されるとともに、各制御シリンダ２１，２４から作動油が排出されて、各ピストン２１ａ，２４ａと２２ａ，２３ａが同方向に作動するものの、作動量が略等しいため、バウンシング抑制器２０は実質的に機能しない（各懸架用油圧シリンダ１１，１２，１３，１４の作動を抑制しない）。

以上の説明から明らかなように、この第１実施形態の車両用サスペンション装置においては、各懸架用油圧シリンダ１１，１２，１３，１４の作動を、アキュムレータ２５（ばね要素）と可変絞り２６（減衰要素）を備えるバウンシング抑制器２０と、コイルスプリング３６（ばね要素）とショックアブソーバ３７（減衰要素）を備えるローリング抑制器３０と、コイルスプリング４６（ばね要素）とショックアブソーバ４７（減衰要素）を備えるピッチング抑制器４０が独立して抑制する構成であり、各抑制器２０，３０，４０の抑制機能を特定する各ばね要素と各減衰要素の特性は別個に独立して設定することが可能である。したがって、車体の各挙動（バウンシング、ローリング、ピッチング）に適した特性を独立に設定することができて、各挙動をそれぞれ最適に抑制することが可能である。

また、この第１実施形態の車両用サスペンション装置においては、前後左右の各車輪に対応して装着された各懸架用油圧シリンダ１１～１４の単一ポート１１ａ～１４ａを配管Ｐ１～Ｐ４で接続することにより油圧回路を構成することが可能であり、油圧回路をシンプルかつ安価に構成することが可能である。また、車体のヒープ方向の挙動（バウンシング）を効果的に抑制することができるととも

に、不整地等で前後左右の車輪に車体を振る力が作用する場合、バウンシング抑制器 20 が備えるアキュムレータ 25 を作動させることなく一对の対角油圧制御シリンダ 20 A, 20 B を同相で自由に作動させることができ、各車輪での接地荷重の減少を抑えて駆動力の低下を抑えることができる。したがって、サスペンション装置での油圧回路を複雑にすることなく、車体の姿勢維持と各車輪での駆動力の確保を両立することが可能である。

また、この第 1 実施形態の車両用サスペンション装置においては、バウンシング抑制器 20 において各対角油圧制御シリンダ 20 A, 20 B を構成する両制御用油圧シリンダ 21, 24 と 22, 23 のピストン 21 a, 24 a と 22 a, 23 a が互いに連結されているため、対角油圧制御シリンダ 20 A, 20 B をコンパクトに構成することが可能である。

また、この第 1 実施形態の車両用サスペンション装置においては、バウンシング抑制器 20 において各対角油圧制御シリンダ 20 A, 20 B を連結する連結手段 20 C がアキュムレータ 25 と可変絞り 26 を備えていて、作動油を媒体とする液封連結構造で構成されているため、アキュムレータ 25 に可変絞り 26 を介して連通する油圧室 27 (またはアキュムレータ 25 の油圧室 25 a) の作動油を例えば車体荷重に応じて出し入れする構成 (図示省略) を採用することで、車体の姿勢を維持したまま車高を調整することが可能である。

また、この第 1 実施形態の車両用サスペンション装置においては、バウンシング抑制器 20 に加えて、ローリング抑制器 30 とピッチング抑制器 40 が設けられているため、車体のヒープ方向の挙動 (バウンシング) を効果的に抑制することができるとともに、車体のロール方向の挙動 (ローリング) およびピッチ方向の挙動 (ピッチング) をも効果的に抑制することができる。

また、この第 1 実施形態の車両用サスペンション装置においては、バウンシング抑制器 20 における油圧室 25 の油圧を増減制御可能なアクチュエータを設ける、またはローリング抑制器 30 におけるコイルスプリング 36 のばね力を増減制御可能なアクチュエータ (図 2 の仮想線参照) を設ける、或いはピッチング抑制器 40 におけるコイルスプリング 46 のばね力を増減制御可能なアクチュエータ (図 2 の仮想線参照) を設けることで、車体の姿勢をアクティブに制御するこ

とが可能である。

上記した第1実施形態においては、本発明による車両用接地荷重制御装置が、図1および図2に示したように、接地荷重変更装置50を備えるとともに、この接地荷重変更装置50におけるアクチュエータ58の作動を電気制御装置ECUの制御下にて制御する油圧制御装置60を備える構成として実施したが、図18および図19に示した第2実施形態のように、本発明による車両用接地荷重制御装置が、左右前輪の各懸架用油圧シリンダ11、12からの油圧を受けて差圧によって動作する一方の接地荷重制御用油圧シリンダ81と、左右後輪の各懸架用油圧シリンダ13、14からの油圧を受けて差圧によって動作する他方の接地荷重制御用油圧シリンダ82と、これらの接地荷重制御用油圧シリンダ81、82の各ピストンロッド81b、82bに作用する軸力の比率をこれら両ピストンロッド81b、82bに連結されるアーム83の支点位置を変更することにより変更可能な軸力比率可変機構84と、アーム83の支点位置を電気制御装置ECUの制御下にて変更可能なアクチュエータ85からなる接地荷重変更装置80を備える構成として実施することも可能である。

一方の接地荷重制御用油圧シリンダ81は、軸方向へ摺動可能なピストン81aによって内部を二つの油室に区画されていて、これら各油室は各懸架用油圧シリンダ11、12のポート11a、12aに配管P1、P2を介してそれぞれ接続されている。また、ピストン81aと一体のピストンロッド81bは、シリンダ外に延出していて、アーム83の一端にて一方の長孔83aに沿って摺動可能に連結されている。

他方の接地荷重制御用油圧シリンダ82は、軸方向へ摺動可能なピストン82aによって内部を二つの油室に区画されていて、これら各油室は各懸架用油圧シリンダ13、14のポート13a、14aに配管P3、P4を介してそれぞれ接続されている。また、ピストン82aと一体のピストンロッド82bは、シリンダ外に延出していて、その一端をアーム83の他端に回動可能に連結されている。なお、ピストンロッド82bの他端は、ロックシリンダ86のロッド86aに連結されている。

軸力比率可変機構84は、アーム83の長手方向に沿って移動可能な移動台8

4 a と、この移動台 8 4 a の中間部位に組付けた連結軸 8 4 b と、この連結軸 8 4 b に設けたナット部（図示省略）に螺合連結したネジ軸 8 4 c を備えている。移動台 8 4 a は、固定部に設けたガイド孔 8 4 d に移動可能に組付けられていて、アーム 8 3 の他方の長孔 8 3 b に沿って摺動可能に連結されている。

アクチュエータ 8 5 は、軸力比率可変機構 8 4 のネジ軸 8 4 c を回転駆動して移動台 8 4 a をガイド孔 8 4 d に沿って移動させることにより、アーム 8 3 の支点位置を変更する電動モータであって、その作動（回転方向・回転数）は図 1 8 に示した電気制御装置 ECU 2 によって制御されるようになっており、電気制御装置 ECU 2 からの駆動信号は駆動回路 7 1 を介して与えられるようになっている。

ロックシリンダ 8 6 は、ピストンロッド 8 2 b の軸方向移動を規制・許容するためのものであり、そのピストン 8 6 b によって区画された油室が 2 ポート 2 位置開閉弁 8 7 を通して連通・遮断されるようになっている。2 ポート 2 位置開閉弁 8 7 は、電気制御装置 ECU 2 によって駆動回路 7 1 を介して開閉作動を制御されるようになっており、開状態ではピストンロッド 8 2 b の軸方向移動を許容し、閉状態ではピストンロッド 8 2 b の軸方向移動を規制するようになっている。

電気制御装置 ECU 2 は、各油圧センサ PS 1 ～ PS 4 と駆動回路 7 1 に電氣的に接続されるとともに、モータ電流センサ S 1、ステアリング角度センサ S 2、車速センサ S 3、各輪ブレーキ油圧センサ S 5、各車輪速センサ S 6、ヨーレイトセンサ S 7、横加速度センサ S 8 等に電氣的に接続されている。

また、電気制御装置 ECU 2 は、CPU、ROM、RAM、インターフェース等を有するマイクロコンピュータを備えていて、イグニッションスイッチ（図示省略）が ON とされている状態のときに、電気制御装置 ECU 2 の CPU が図 2 0 のフローチャートに対応した制御プログラムを所定の演算周期（例えば、8 m s e c）毎に繰り返し実行して、アクチュエータ 8 5 と 2 ポート 2 位置開閉弁 8 7 の作動を制御する。

また、この電気制御装置 ECU 2 は、車両の旋回時にアンダーステアとオーバーステアを抑制する公知の V S C 装置（ビークルスタビリティコントロール装置）の V S C 制御中に V S C 制御信号を出力するようになっている。また、この電気

制御装置ECU2は、車速に応じてステアリングギヤ比を可変とする公知のステアリングギヤ比可変機構（VGRS）の作動を制御可能に構成されている。

上記のように構成したこの第2実施形態の車両用サスペンション装置においては、イグニッションスイッチがONとされている状態のとき、各センサからの信号に基づいて電気制御装置ECU2のCPUがアクチュエータ85の作動を制御して、前後左右の各車輪FL, FR, RL, RRの接地荷重を制御する。

この接地荷重の制御は、電気制御装置ECU2のCPUが図20に示したメインルーチンを所定の演算周期（例えば、8msec）毎に繰り返し実行することにより行われ、電気制御装置ECU2のCPUは、図20のステップ101Aにて処理を開始し、ステップ200Aにて制御有無判定・初期化処理を実行し、ステップ400AにてVSC協調制御処理を実行し、ステップ600Aにて車速感応・VGRS協調・制御速度制限処理を実行し、ステップ700Aにてヨーレイト制御処理を実行し、ステップ800Aにて目標支点位置演算処理を実行し、ステップ900Aにてモータ制御処理を実行し、ステップ102Aにて処理を一旦終了する。

電気制御装置ECU2のCPUが図20のステップ200Aにて制御有無判定・初期化処理を実行するときには、図21に示したサブルーチンを実行する。具体的には、電気制御装置ECU2のCPUがステップ251にて処理を開始し、ステップ252にてフラグFを「0」に設定し、ステップ253にてアクチュエータ85（電動モータ）の電気抵抗値Rを測定し記憶する。この電気抵抗値Rは、アクチュエータ85に微電流を流すことでモータ電流センサS1の検出信号から測定され、アクチュエータ85が断線していて通電不能のときには、設定値R₀より大きな値となる。

このため、アクチュエータ85が断線しているとき（失陥時）には、電気制御装置ECU2のCPUが、ステップ254にて「Yes」と判定し、ステップ255にて2ポート2位置開閉弁87を閉鎖状態とする閉鎖信号を駆動回路71に出力した後、図20のステップ102Aに戻って、ステップ102Aにて処理を一旦終了する。したがって、アクチュエータ85が断線していて、アクチュエータ85の作動が制御され得ないときには、ロックシリンダ86が2ポート2位置

開閉弁 87 によって油圧的にロックされて、接地荷重変更装置 80 の作動が不能とされる。一方、アクチュエータ 85 が断線していないときには、電気制御装置 ECU 2 の CPU が、ステップ 254 にて「No」と判定した後、ステップ 256 を実行し、図 20 のメインルーチンに戻る。

また、電気制御装置 ECU 2 の CPU が図 20 のステップ 800A にて目標支点位置演算処理を実行するときには、図 22 に示したサブルーチンを実行する。具体的には、電気制御装置 ECU 2 の CPU がステップ 851 にて処理を開始し、ステップ 852 にてフラグ F を確認して、フラグ F が「0」のときには、ステップ 853 を実行した後、ステップ 854 を実行し、図 20 のメインルーチンに戻る。なお、ステップ 853 では、移動台 84a の後輪用シリンダ側端部位置（図 24B の位置）をゼロ点とし前輪用シリンダ側端部位置（図 24C の位置）を 100 として、その間の長さ（全ストローク）と目標ロール剛性前輪配分量から演算式に基づいて目標支点位置が算出されて設定される。

また、フラグ F が「1」で横加速度が左向きで左後輪の目標接地荷重がゼロであるときには、ステップ 855, 856, 857, 858 を実行した後、ステップ 854 を実行し、図 20 のメインルーチンに戻る。また、フラグ F が「1」で横加速度が左向きで左後輪の目標接地荷重がゼロでないときには、ステップ 855, 856, 857, 859 を実行した後、ステップ 854 を実行し、図 20 のメインルーチンに戻る。

また、フラグ F が「1」で横加速度が右向きで左後輪の目標接地荷重がゼロであるときには、ステップ 855, 856, 860, 859 を実行した後、ステップ 854 を実行し、図 20 のメインルーチンに戻る。また、フラグ F が「1」で横加速度が右向きで左後輪の目標接地荷重がゼロでないときには、ステップ 855, 856, 860, 861 を実行した後、ステップ 854 を実行し、図 20 のメインルーチンに戻る。

また、電気制御装置 ECU 2 の CPU が図 20 のステップ 900A にてモータ制御処理を実行するときには、図 23 に示したサブルーチンを実行する。具体的には、電気制御装置 ECU 2 の CPU がステップ 951 にて処理を開始し、ステップ 952, 953, 954, 955 を実行した後、ステップ 956 を実行し、

図20のメインルーチンに戻る。

なお、電気制御装置ECU2のCPUが図20のステップ400AにてVSC協調制御処理を実行するときには、上記第1実施形態の図6に示したサブルーチンと実質的に同じサブルーチンを実行する。また、電気制御装置ECU2のCPUが図20のステップ600Aにて処理を実行するときには、上記第1実施形態の図9に示したサブルーチンと実質的に同じサブルーチンを実行する。また、電気制御装置ECU2のCPUが図20のステップ700Aにてヨーレイト制御処理を実行するときには、上記第1実施形態の図11に示したサブルーチンと実質的に同じサブルーチンを実行する。このため、図20の各ステップ400A、600A、700Aにて実行されるサブルーチンの説明は省略する。

以上の説明から明らかなように、この第2実施形態の車両用サスペンション装置においては、例えば、左旋回時のVSC制御中にて前輪横滑りが発生し、右前輪FRのブレーキ油圧が閾値4より大きく、左後輪RLのブレーキ油圧が閾値5より大きく、右後輪RRのブレーキ油圧が閾値5以下となったときには、図6のサブルーチンと同様のサブルーチンにて図6の各ステップ402、403、405、406、410、411、408、409と同様の各ステップが実行され、図22のサブルーチンにてステップ852、855、856、857、858が実行され、図23のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、アクチュエータ（電動モータ）85がステップ954の演算によって得られた駆動パルスパターンに従って通電されて駆動される。

このため、このときには、接地荷重変更装置80の移動台84aがアクチュエータ85により図24Bの状態に向けて押圧されて、左前輪FLと右後輪RRに接地荷重を移動することができる。したがって、ロール剛性配分が後よりとなって、オーバーステア傾向となるため、前輪の横滑り量を低減することが可能である。なお、図24A、図24B、図24Cでは各車輪FL、FR、RL、RRに合わせて各接地荷重の大きさを円の大きさで表示した。

また、左旋回時のVSC制御中にて後輪横滑りが発生し、右前輪FRのブレーキ油圧が閾値4より大きく、左後輪RLのブレーキ油圧が閾値5以下となったときには、図6のサブルーチンと同様のサブルーチンにて図6のステップ402、

403, 405, 406, 410, 412, 413が実行され、図22のサブルーチンにてステップ852, 855, 856, 857, 859が実行され、図23のサブルーチンにて全てのステップが実行されて、アクチュエータ（電動モータ）85がステップ954の演算によって得られた駆動パルスパターンに従って通電されて駆動される。

このため、このときには、接地荷重変更装置80の移動台84aがアクチュエータ85により図24Cの状態に向けて押圧されて、右前輪FRと左後輪RLに接地荷重を移動することができる。したがって、右前輪FRのブレーキ力が増加し、後輪の横滑り量を低減することが可能である。

なお、この第2実施形態によって得られるその他の具体的な作動およびその効果は、上記した第1実施形態の具体的な作動および効果と上記した第2実施形態の具体的な作動および効果の記載内容から容易に理解されるところと思われるため、その説明は省略する。

上記各実施形態においては、バウンシング抑制器20、ローリング抑制器30およびピッチング抑制器40を備える構成として本発明を実施したが、図25に示したように、バウンシング抑制器20、ローリング抑制器30およびピッチング抑制器40を備えない構成とし、かつ各懸架用油圧シリンダ11, 12, 13, 14にアキュムレータ90と減衰弁91をそれぞれ設けて実施することも可能である。

また、上記各実施形態においては、各懸架用油圧シリンダ11, 12, 13, 14が前後左右の各車輪FL, FR, RL, RRの接地荷重の全部をそれぞれ分担するようになっている実施形態に本発明を実施したが、各懸架用油圧シリンダ11, 12, 13, 14に対して補助スプリングがそれぞれ並列的に設けられていて、各懸架用油圧シリンダ11, 12, 13, 14と各補助スプリングにて前後左右の各車輪FL, FR, RL, RRの接地荷重をそれぞれ分担するようになっている実施形態（各補助スプリングが各車輪FL, FR, RL, RRの接地荷重の一部をそれぞれ分担する実施形態）にも本発明を実施することが可能である。

また、本発明の実施に際して、路面からの振動入力が過大であるときに接地荷重制御用油圧シリンダの作動を不能とするように制御プログラムを設定すれば、

アクチュエータの要求出力を減少させて、アクチュエータの体格とアクチュエータでの消費エネルギーを低減することが可能である。

以上の説明では、本発明の種々な実施形態を説明した。しかし、本発明は、その精神と範囲を逸脱することなく各種の変形を行うことができると解される。

請 求 の 範 囲

1. 前後左右の各車輪の接地荷重をそれぞれ分担する前後左右の荷重分担手段と、これら各荷重分担手段が分担する接地荷重を作動によってそれぞれ変更可能な荷重変更手段と、車両状態を検知する車両状態検知手段と、この車両状態検知手段からの検出信号に応じて前記荷重変更手段の作動を制御する制御手段を備えてなる車両用接地荷重制御装置において、前記荷重変更手段として、何れか一方の組の対角輪の各接地荷重と他方の組の対角輪の各接地荷重とを互いに反対の増減方向で変更し、かつ、各対角輪内での各接地荷重を同じ増減方向で変更する作動が可能な荷重変更手段を採用したことを特徴とする車両用接地荷重制御装置。
2. 請求項 1 に記載の車両用接地荷重制御装置において、前後左右の各車輪の接地荷重をそれぞれ分担する前後左右の荷重分担手段が、前後左右の各車輪に対応してそれぞれ装着されてポートを有する前後左右の懸架用油圧シリンダを備え、これら各懸架用油圧シリンダが分担する接地荷重を作動によってそれぞれ変更可能な荷重変更手段が、前記各懸架用油圧シリンダからの油圧を受けて差圧によって動作する接地荷重制御用油圧シリンダと、この接地荷重制御用油圧シリンダに動作力を付与するアクチュエータを備えていることを特徴とする車両用接地荷重制御装置。
3. 請求項 2 に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記各懸架用油圧シリンダと前記接地荷重制御用油圧シリンダを含む油圧回路に、車体のピッチングを制御するピッチ制御用油圧シリンダと、車体のローリングを制御するロール制御用油圧シリンダと、車体のバウンシングを制御するヒープ制御用油圧シリンダを設けたことを特徴とする車両用接地荷重制御装置。
4. 請求項 2 に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記各懸架用油圧シリンダに対応してアキュムレータと減衰弁を配設したことを特徴とする車両用接地荷重制御装置。
5. 請求項 2 に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記接地荷重制御用油圧シリンダと前記アクチュエータとの間に、減衰手段と弾性手段を介装したことを特徴とする車両用接地荷重制御装置。

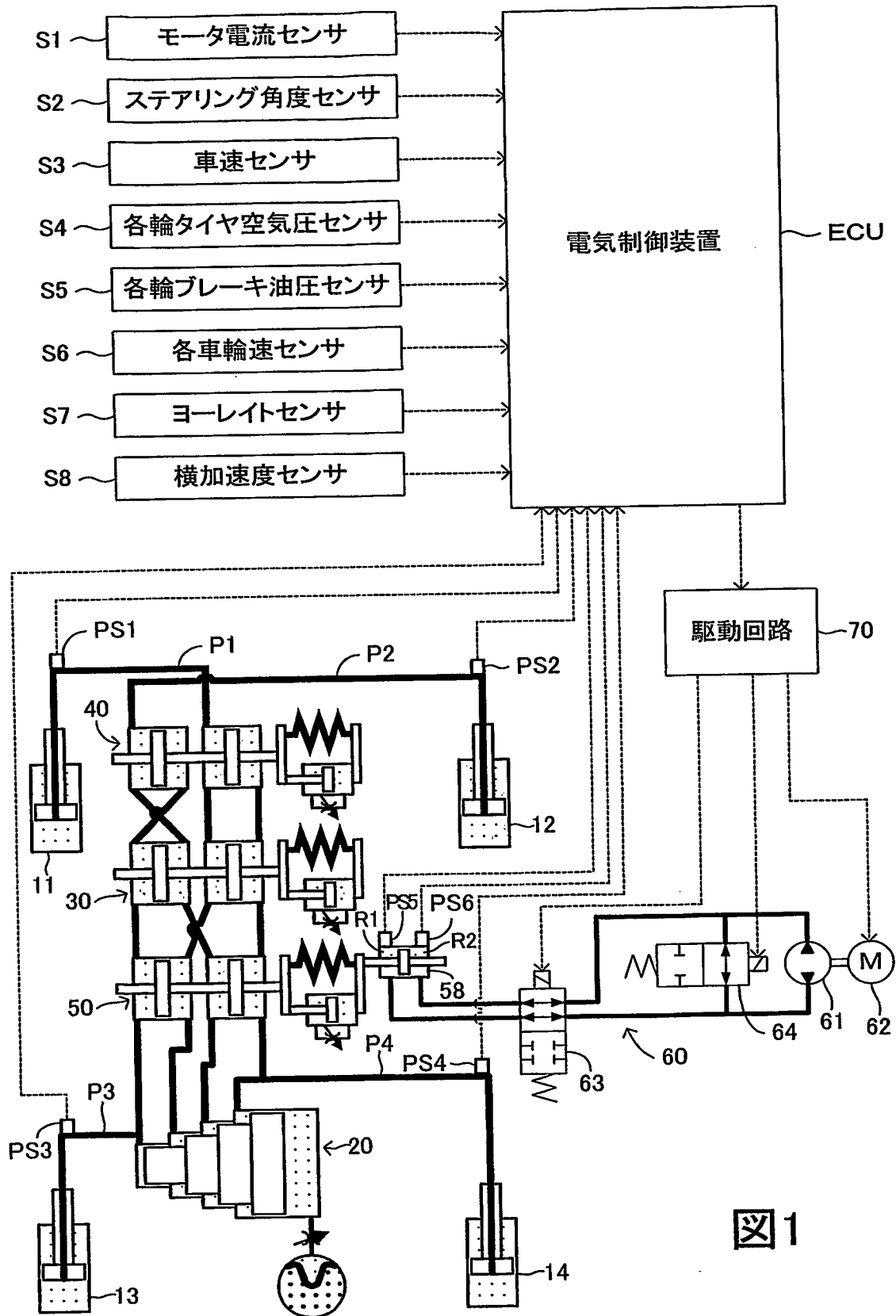
6. 請求項2に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記接地荷重制御用油圧シリンダの自由な作動を許容することが可能な解除手段を設けたことを特徴とする車両用接地荷重制御装置。
7. 請求項2に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記接地荷重制御用油圧シリンダの作動を不能とすることが可能な固定手段を設けたことを特徴とする車両用接地荷重制御装置。
8. 請求項1に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記車両状態検知手段は前後左右の各車輪のタイヤ空気圧を検出するタイヤ空気圧検出手段を備えていることを特徴とする車両用接地荷重制御装置。
9. 請求項1に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記制御手段は、前記車両状態検知手段からの検出信号に応じて前記荷重変更手段の作動量を決定する作動量決定手段を備えていることを特徴とする車両用接地荷重制御装置。
10. 請求項1に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記制御手段は、前記車両状態検知手段からの検出信号に応じて前記荷重変更手段の作動速度を決定する作動速度決定手段を備えていることを特徴とする車両用接地荷重制御装置。
11. 請求項10に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記車両状態検知手段は車速を検出する車速検出手段を備えていて、この車速検出手段にて検出される車速の増大に応じて前記作動速度決定手段にて決定される作動速度が減少されることを特徴とする車両用接地荷重制御装置。
12. 請求項10に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記車両状態検知手段はステアリングギヤ比可変機構のギヤ比を取得するギヤ比取得手段を備えていて、このギヤ比取得手段にて取得されるギヤ比の増大に応じて前記作動速度決定手段にて決定される作動速度が減少されることを特徴とする車両用接地荷重制御装置。
13. 請求項1に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記制御手段は、所定の車速より大きいときに前記荷重変更手段の作動制御を許可する許可手段を備えていることを特徴とする車両用接地荷重制御装置。
14. 請求項2に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記制御手段は、直進走行時に前記アクチュエータの作動状態を検出するセンサを初期化する初期

化手段を備えていることを特徴とする車両用接地荷重制御装置。

15. 請求項1に記載の車両用接地荷重制御装置において、前後左右の各車輪の接地荷重をそれぞれ分担する前後左右の荷重分担手段が、前後左右の各車輪に対応してそれぞれ装着されて単一のポートを有する前後左右の懸架用油圧シリンダを備え、これら各懸架用油圧シリンダが分担する接地荷重を作動によってそれぞれ変更可能な荷重変更手段が、左右前輪に対応して装着した前記各懸架用油圧シリンダからの油圧を受けて差圧によって動作する一方の接地荷重制御用油圧シリンダと、左右後輪に対応して装着した前記各懸架用油圧シリンダからの油圧を受けて差圧によって動作する他方の接地荷重制御用油圧シリンダと、これらの接地荷重制御用油圧シリンダの各ピストンロッドに作用する軸力の比率をこれら両ピストンロッドに連結されるアームの支点位置を変更することにより変更可能な軸力比率可変機構と、前記アームの支点位置を前記車両状態検知手段からの検出信号に応じて変更可能なアクチュエータを備えていることを特徴とする車両用接地荷重制御装置。

16. 請求項1に記載の車両用接地荷重制御装置において、制動時に左右輪が接地している路面の摩擦係数をそれぞれ推定する路面 μ 推定手段を設けるとともに、この路面 μ 推定手段にて得られた各路面の摩擦係数に基づいて前記荷重変更手段の作動を制御し高 μ 路側前輪と低 μ 路側後輪の接地荷重を増加させ低 μ 路側前輪と高 μ 路側後輪の接地荷重を減少させる補正手段を設けたことを特徴とする車両用接地荷重制御装置。

17. 請求項1に記載の車両用接地荷重制御装置において、前記車両状態検知手段は車速を検出する車速検出手段と操舵角を検出するステアリング角度センサとヨーレイトを検出するヨーレイトセンサを備え、前記制御手段は、前記車速検出手段が検出する車速と前記ステアリング角度センサが検出する操舵角から目標ヨーレイトを推定するヨーレイト推定手段と、このヨーレイト推定手段が推定する目標ヨーレイトと前記ヨーレイトセンサが検出する実ヨーレイトとを比較するヨーレイト比較手段と、前記目標ヨーレイトと前記実ヨーレイトとの偏差に基づいて前記荷重変更手段の作動補正量を決定する作動補正量決定手段とを備えていることを特徴とする車両用接地荷重制御装置。



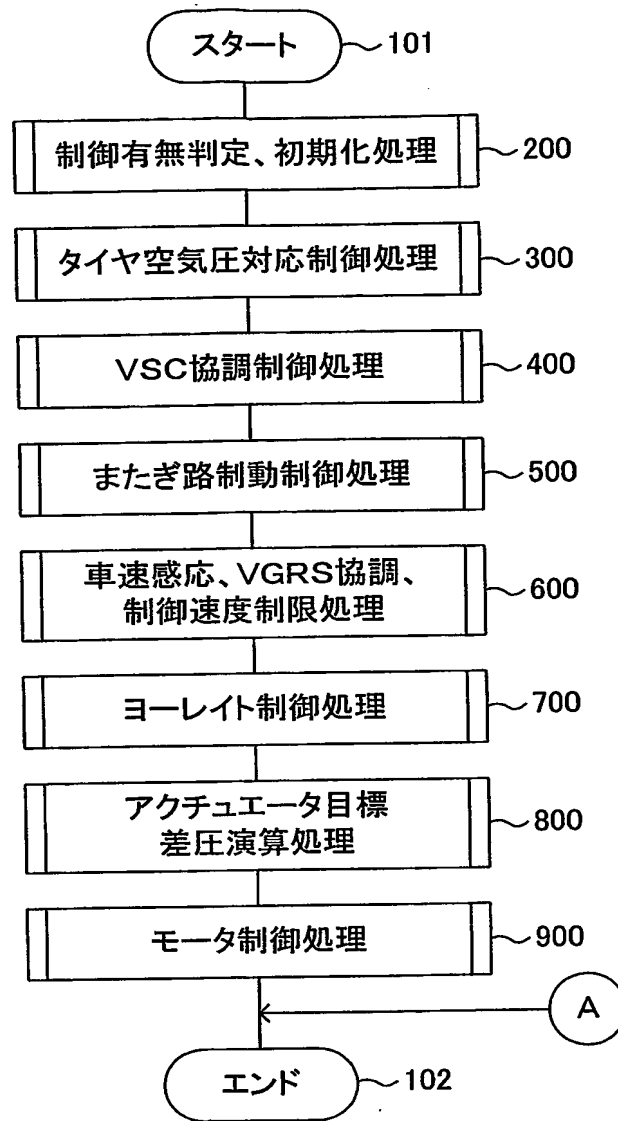


図3

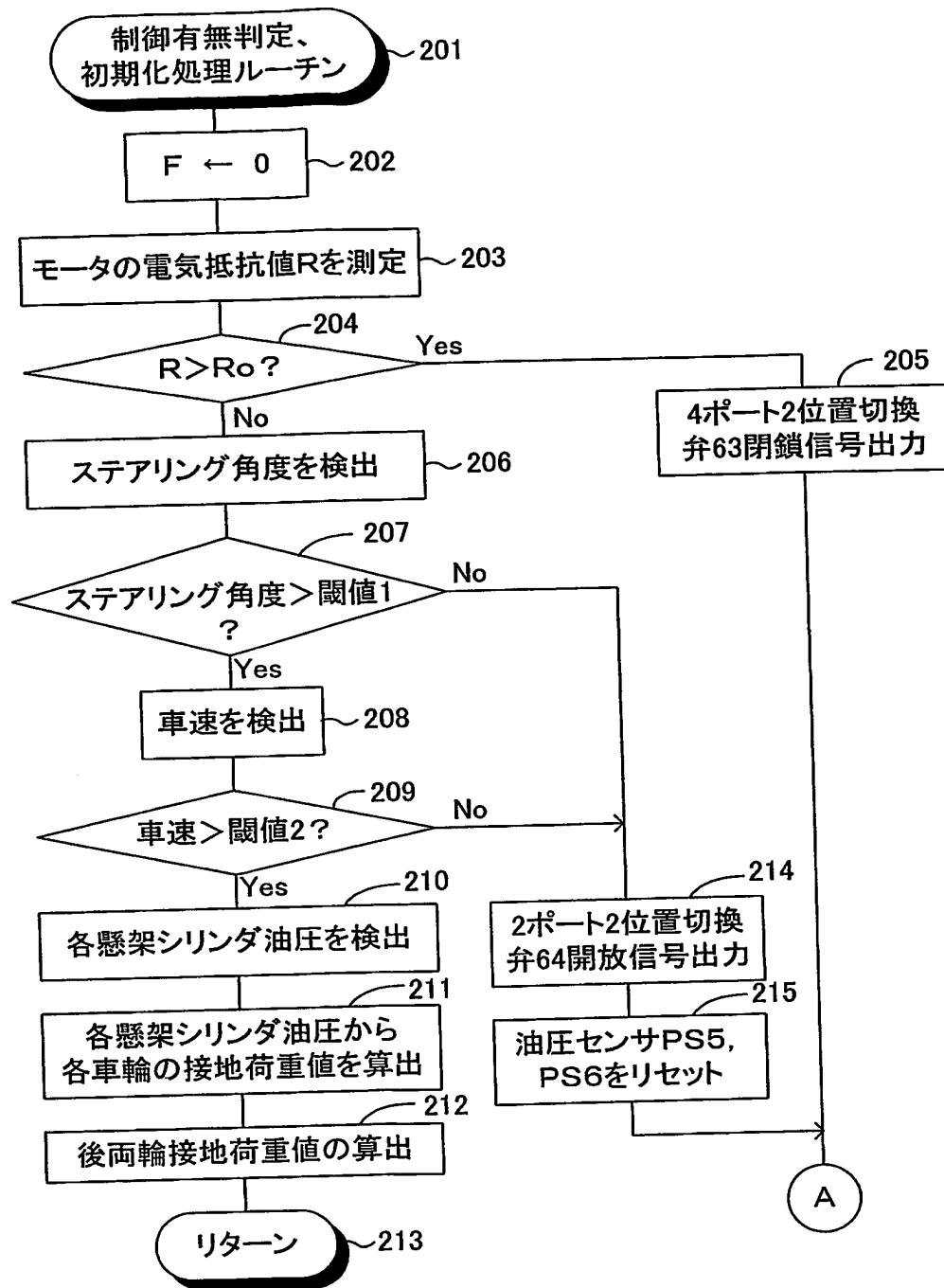
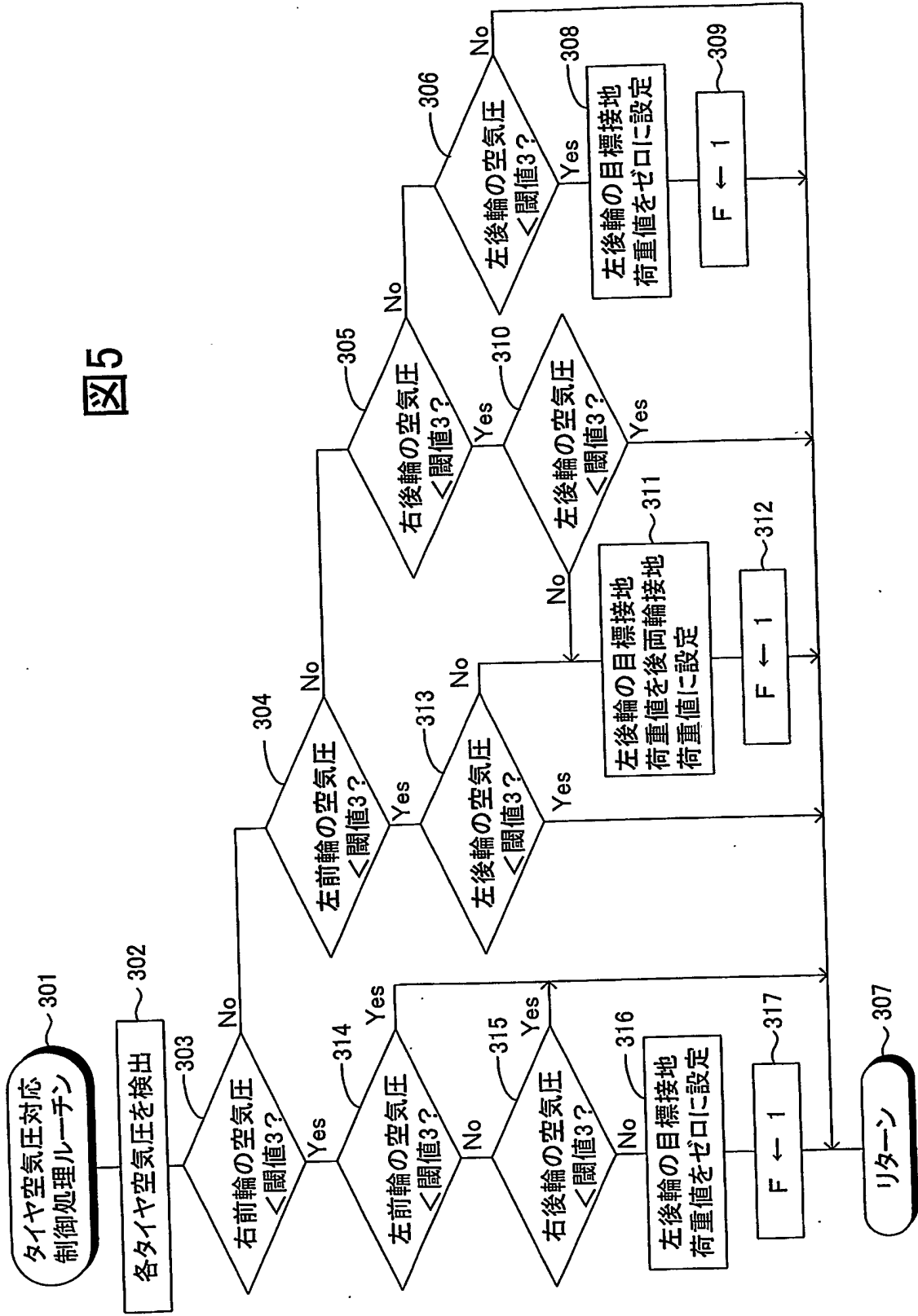


図4

図5



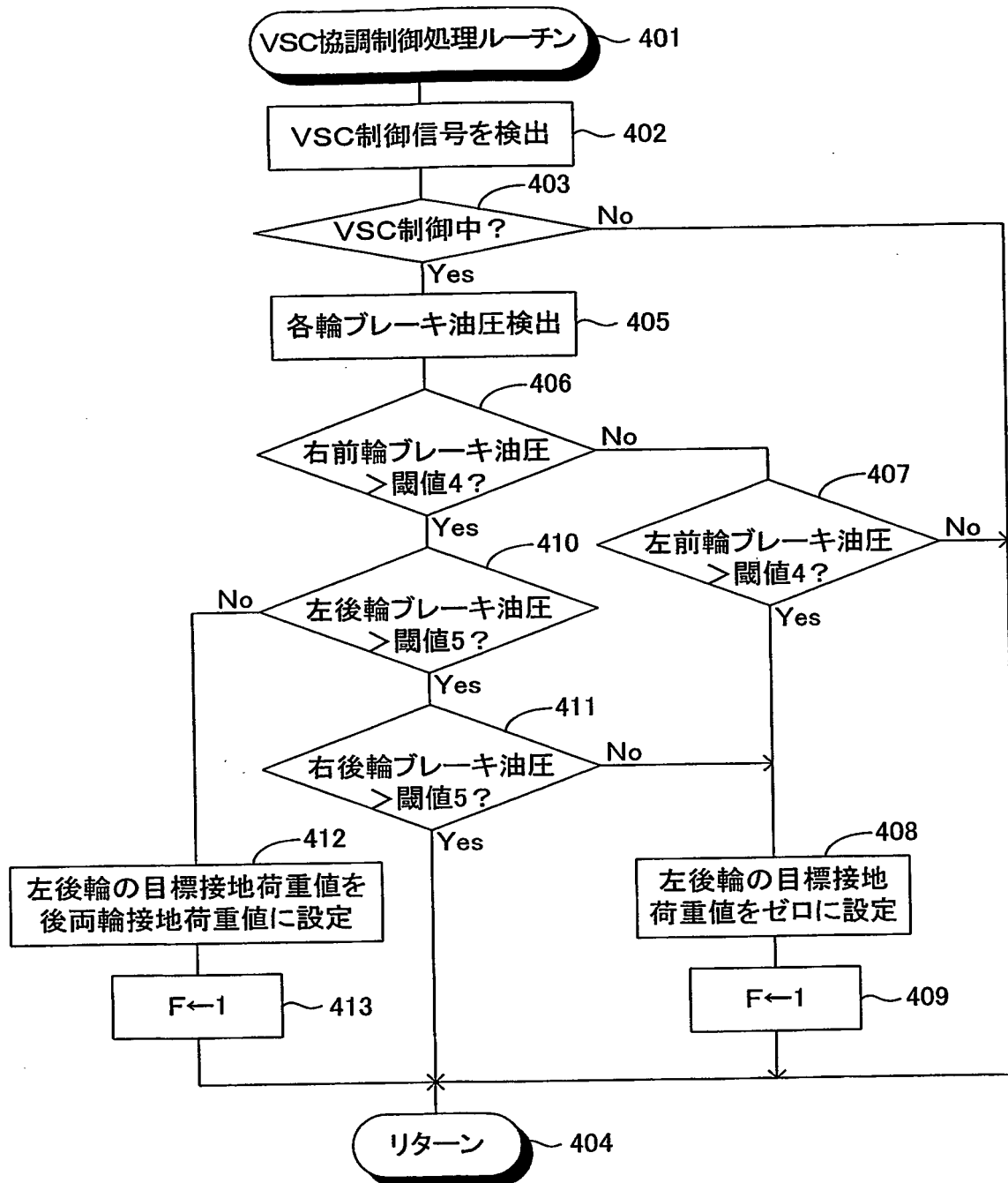
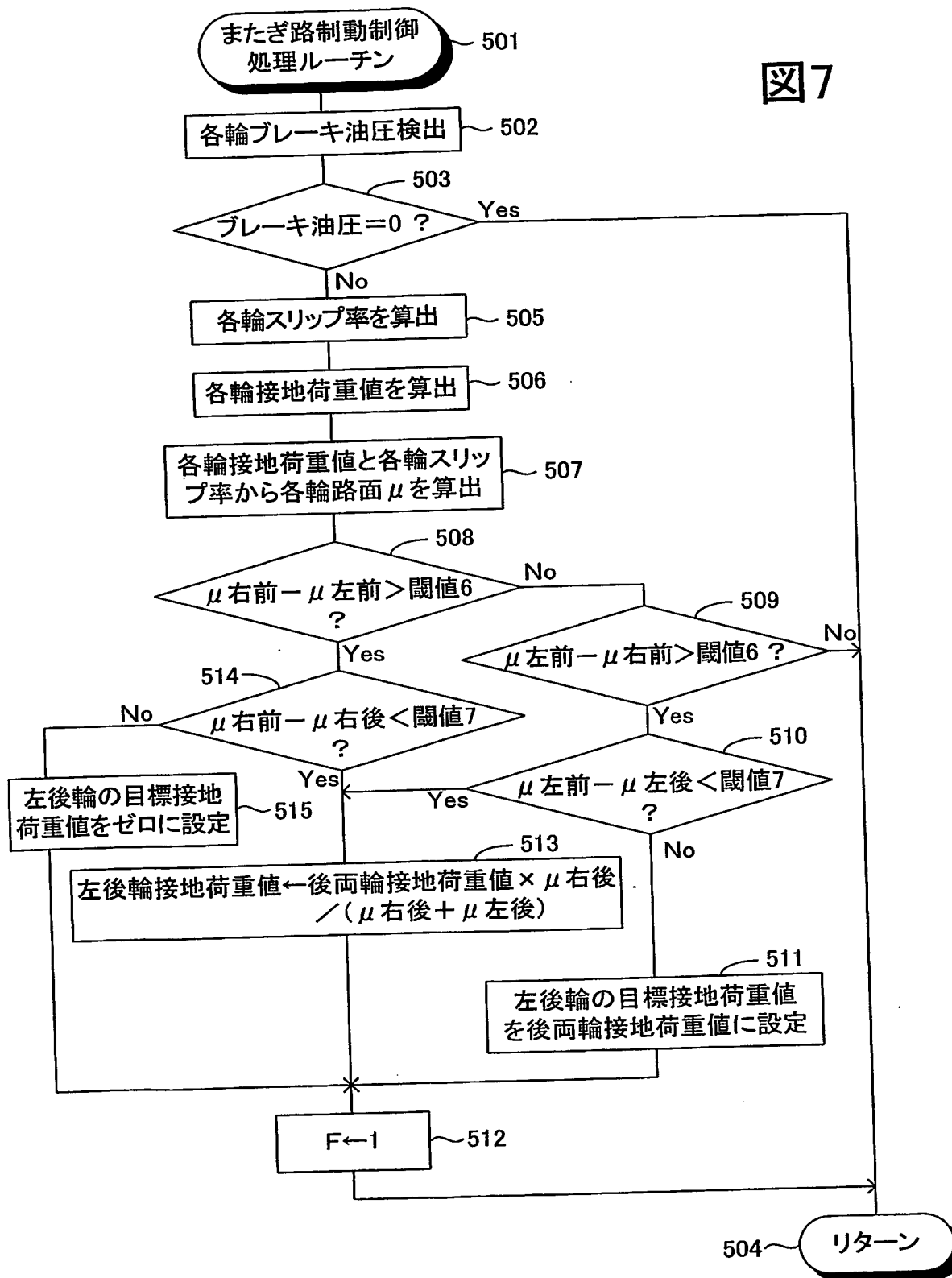


図6

図7



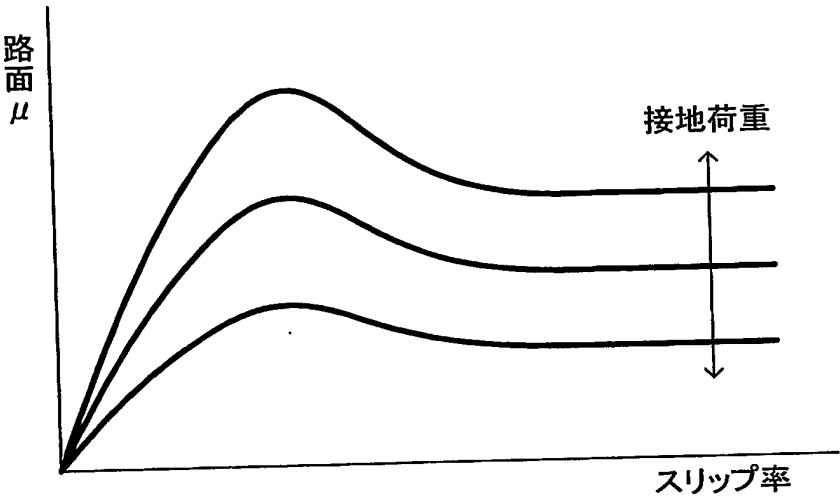


図8

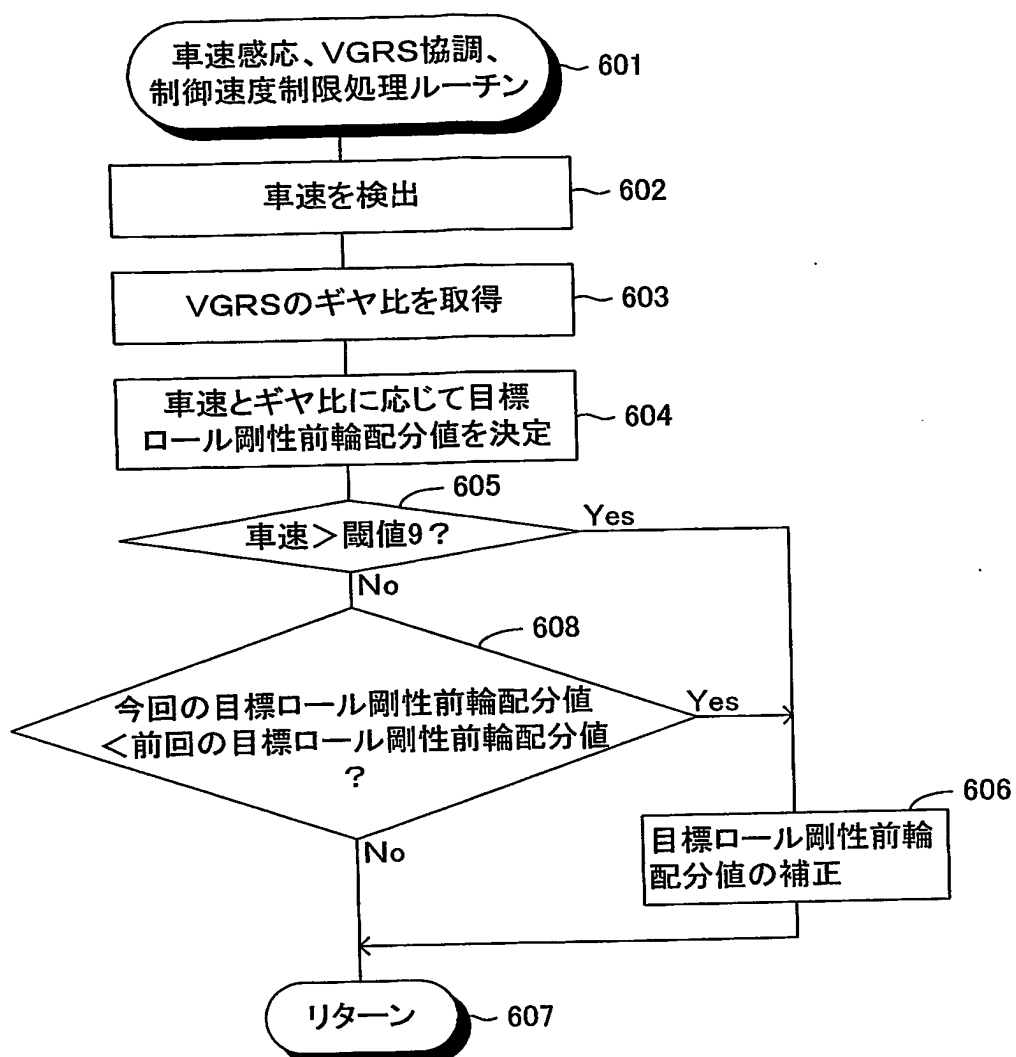
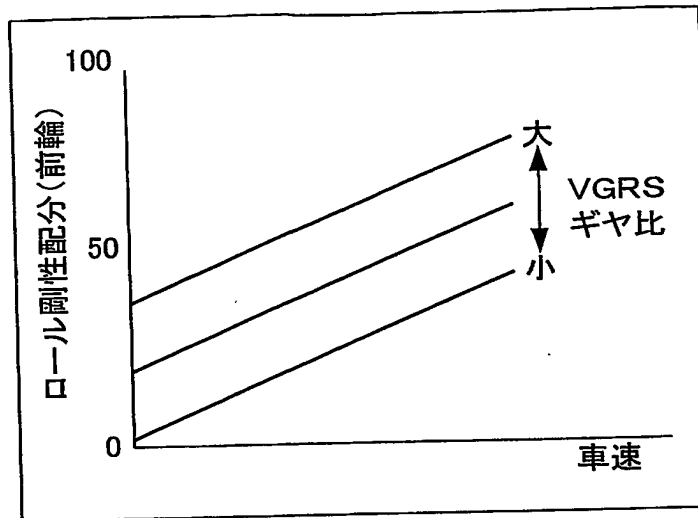


図9



車速、ギヤ比とロール剛性配分のマップ

図10

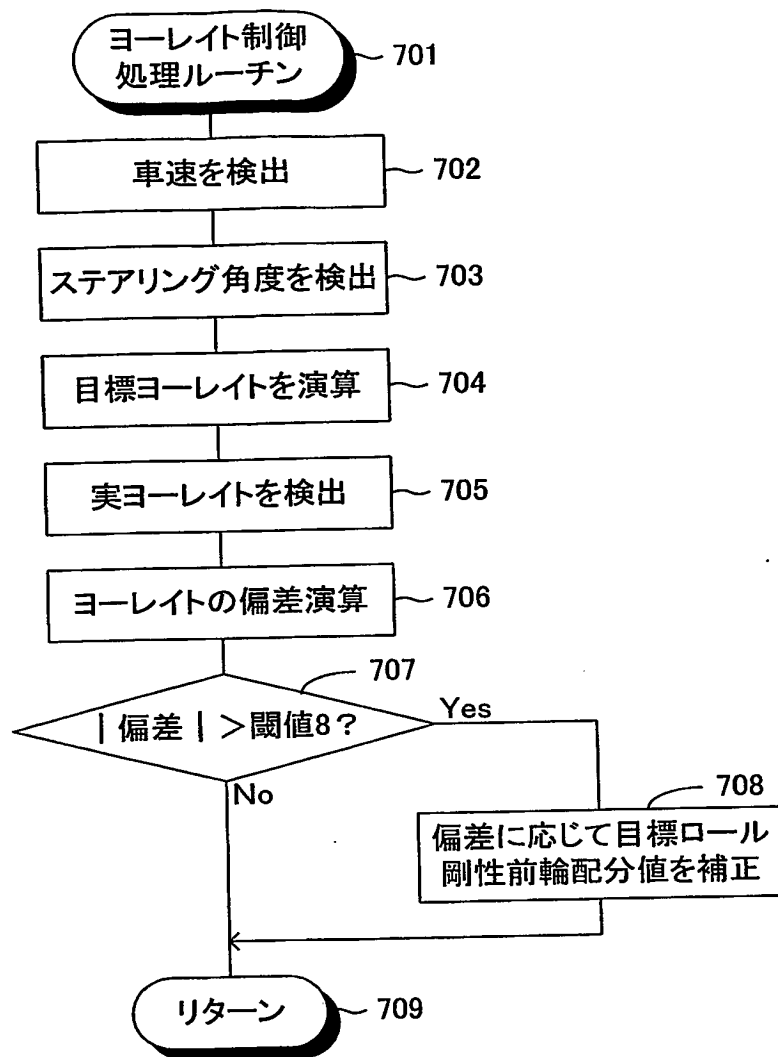
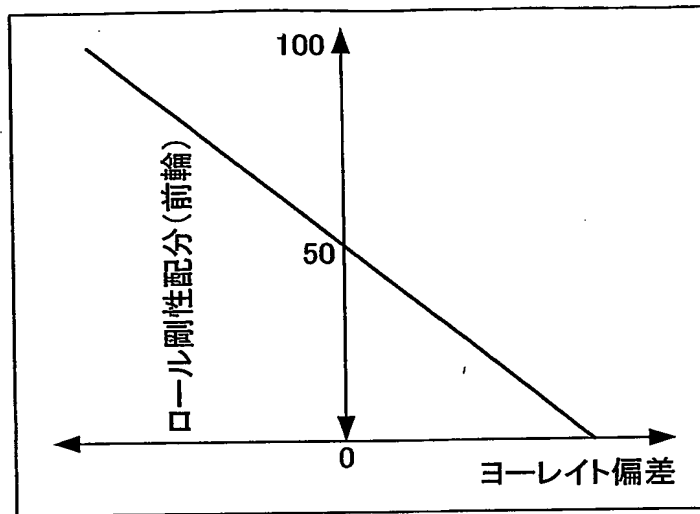


図11



ヨーレイト偏差とロール剛性配分のマップ

図12

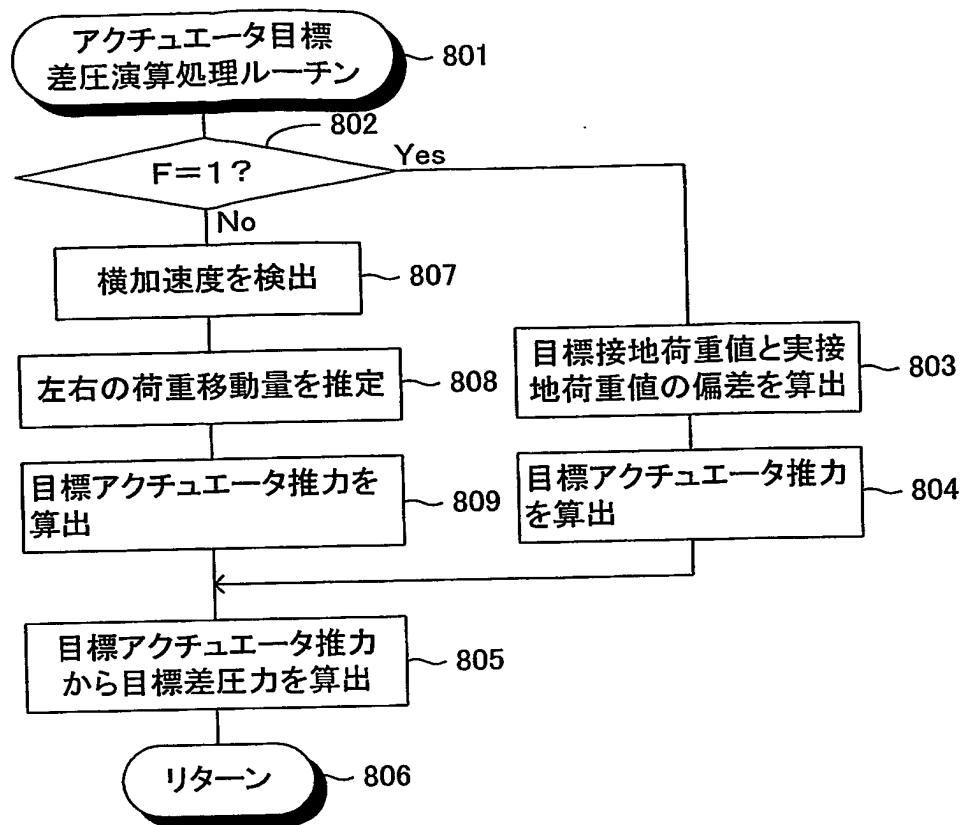


図13

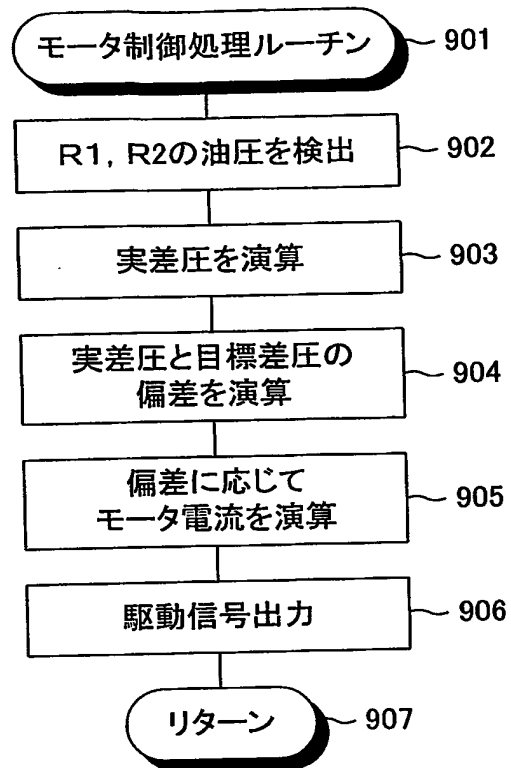


図14

図15A

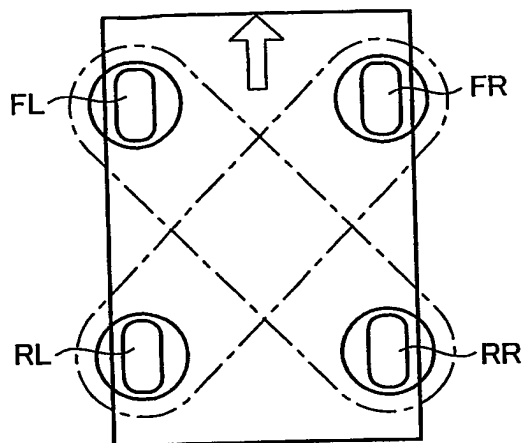
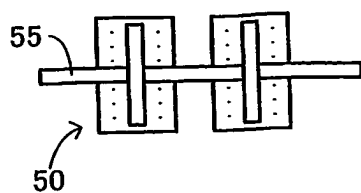


図15B

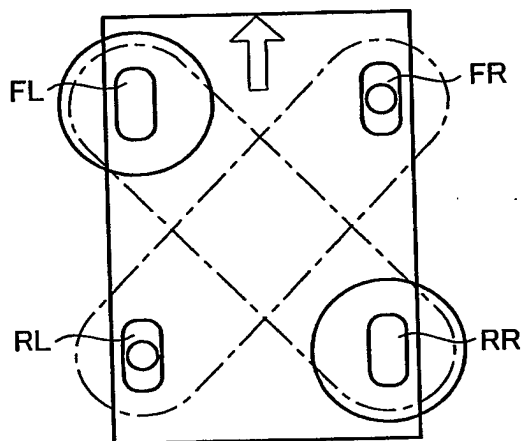
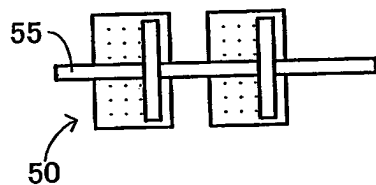


図15C

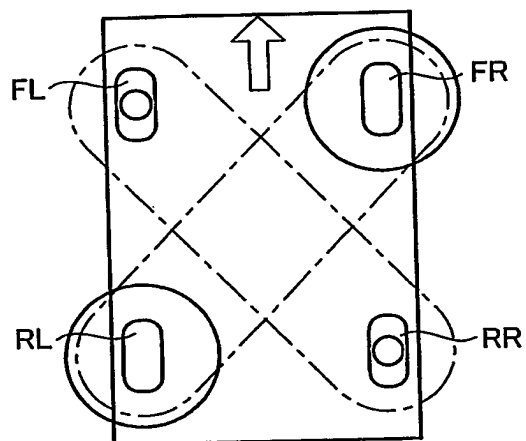
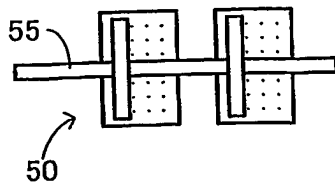


図16A

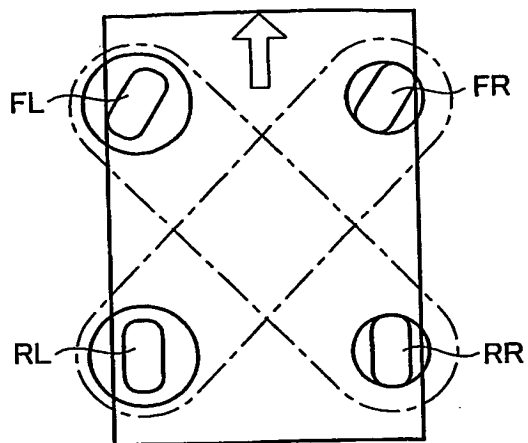
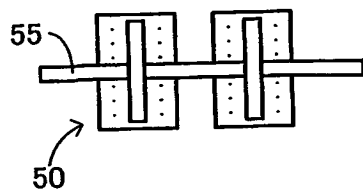


図16B

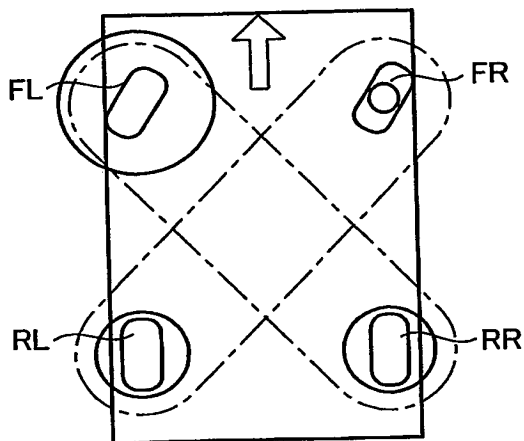
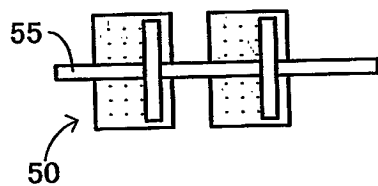


図16C

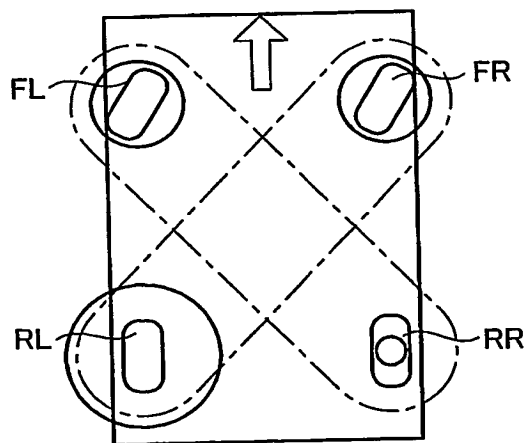
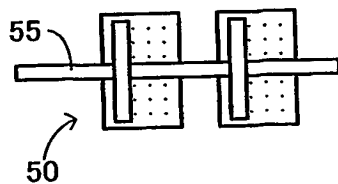


図17A

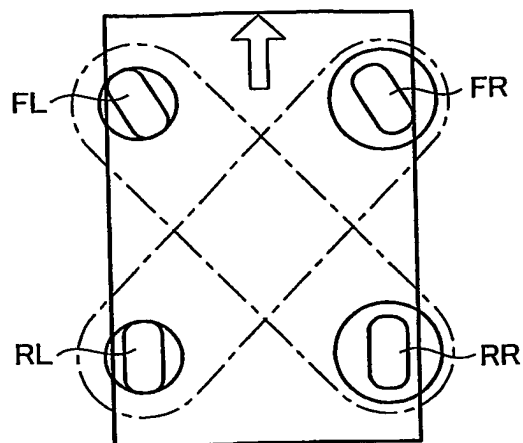
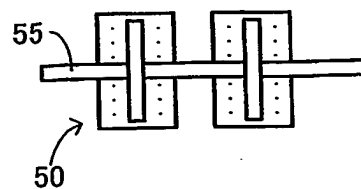


図17B

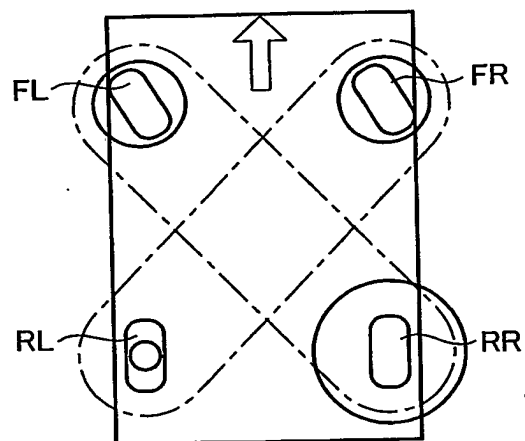
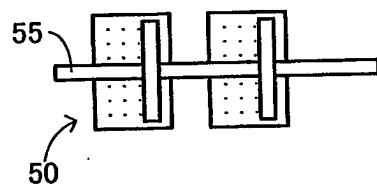
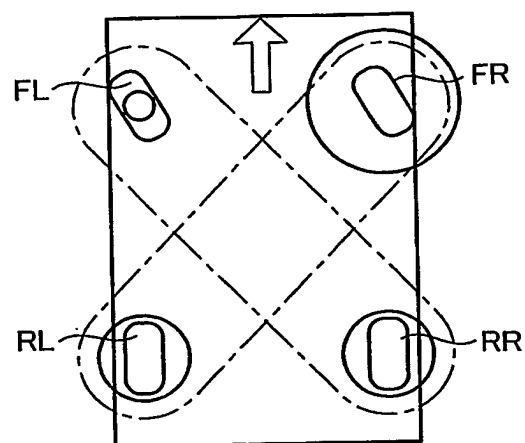
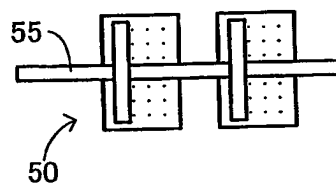


図17C



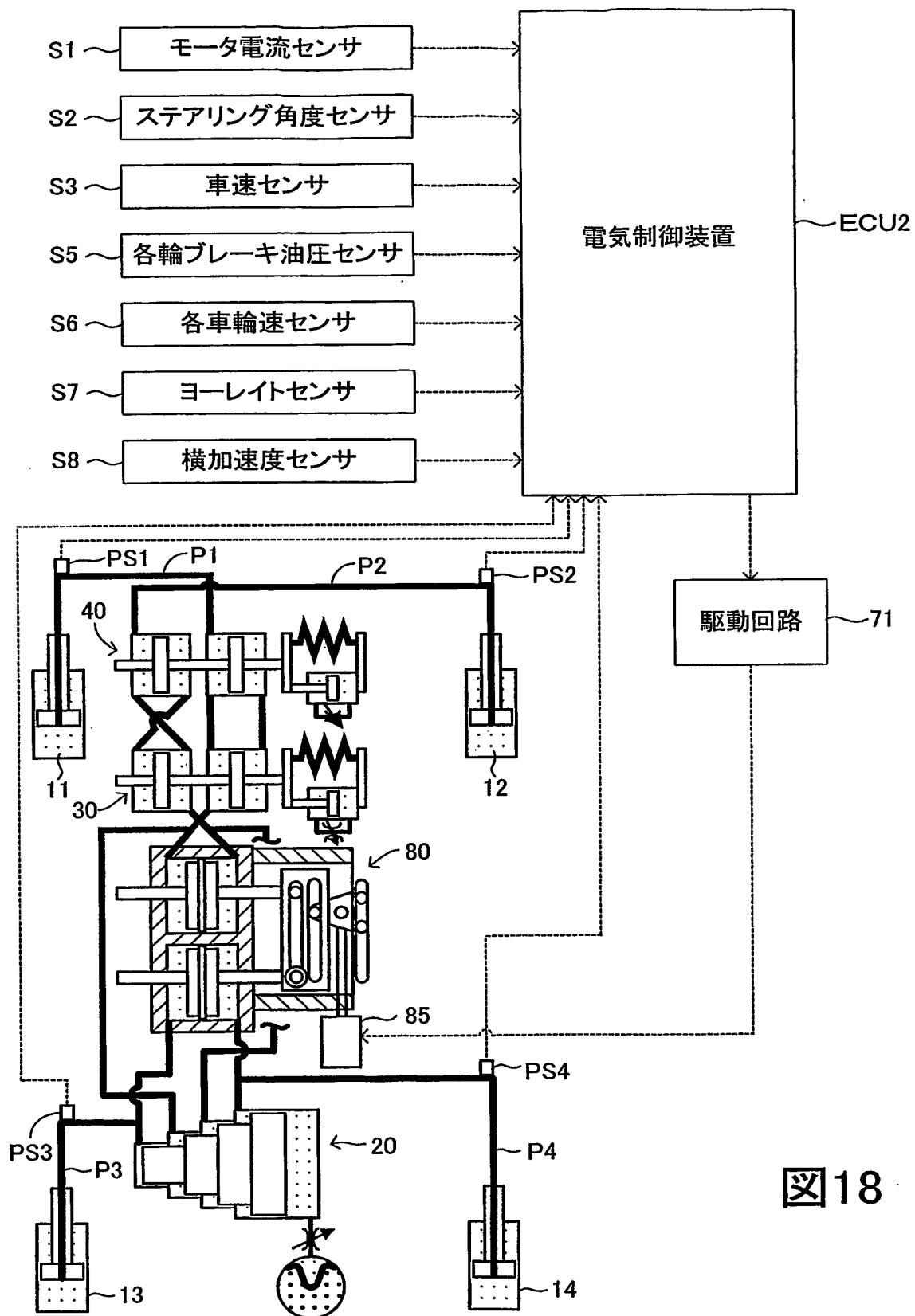


図18

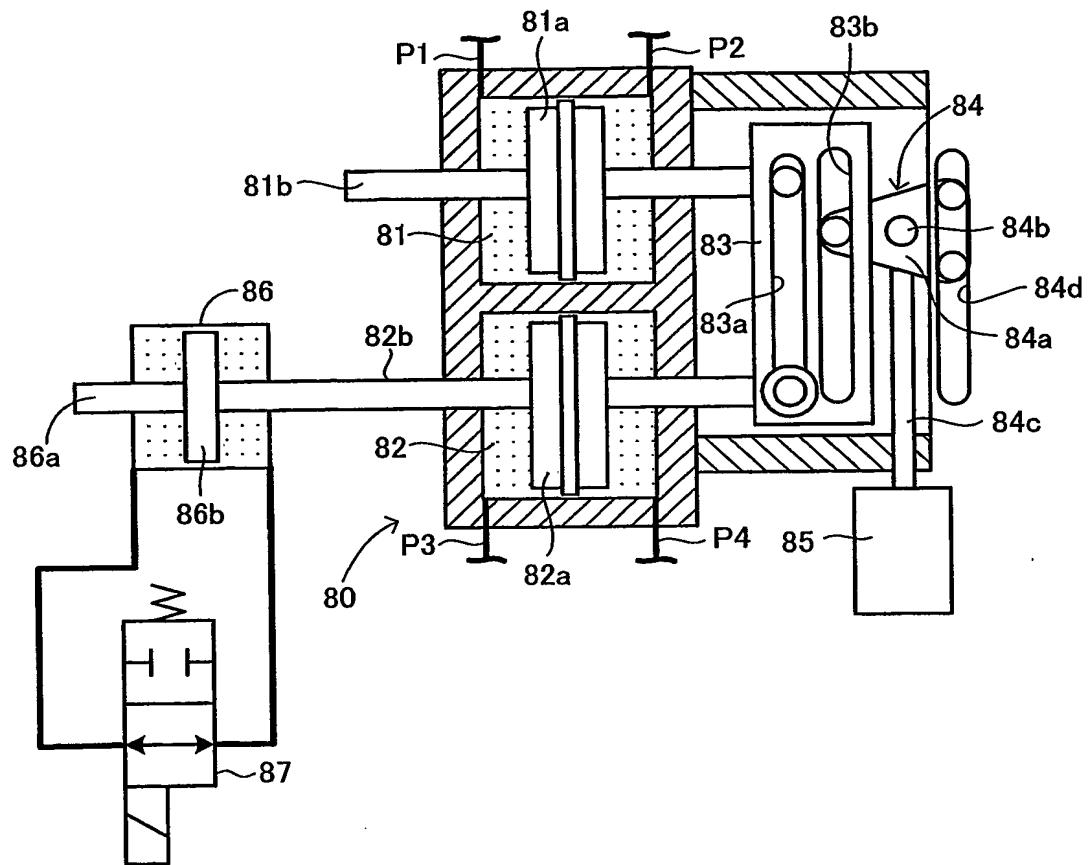


図19

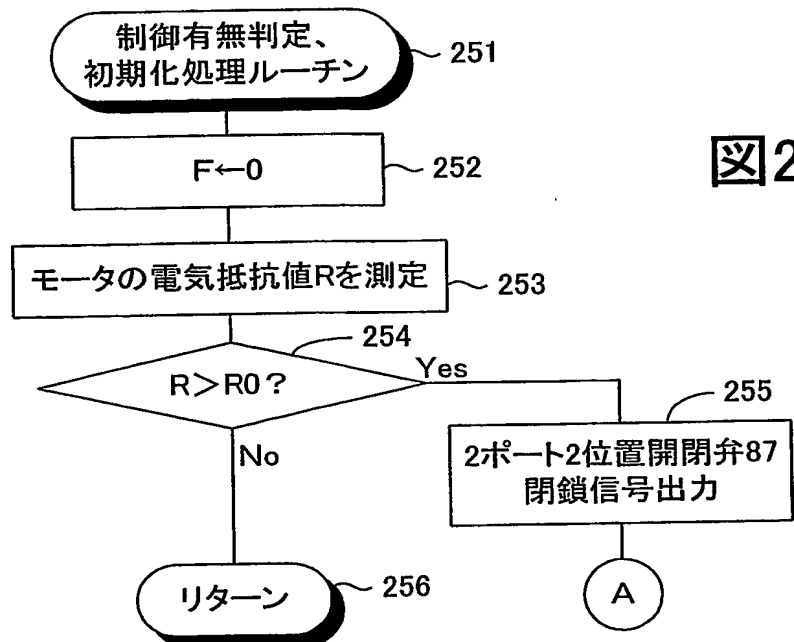
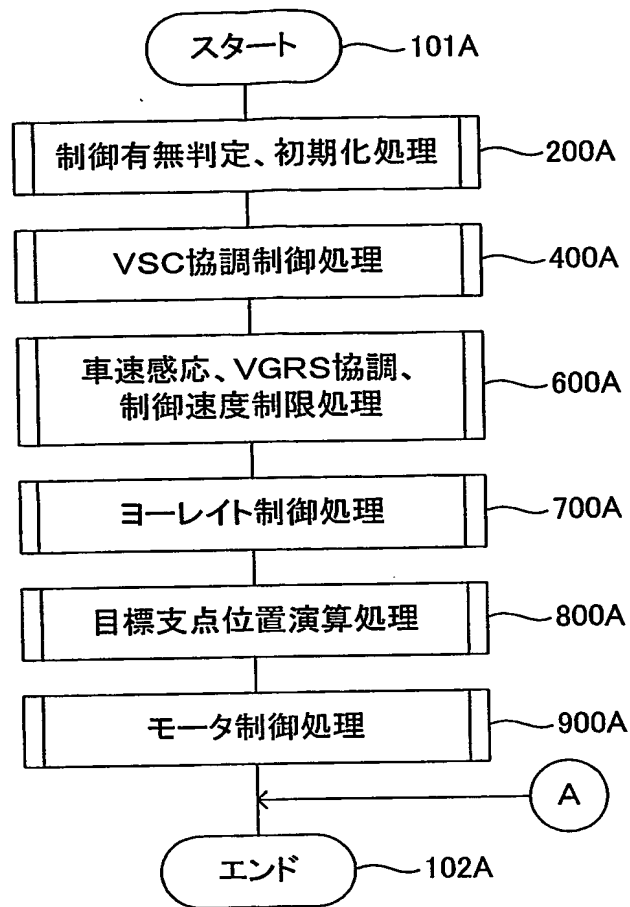
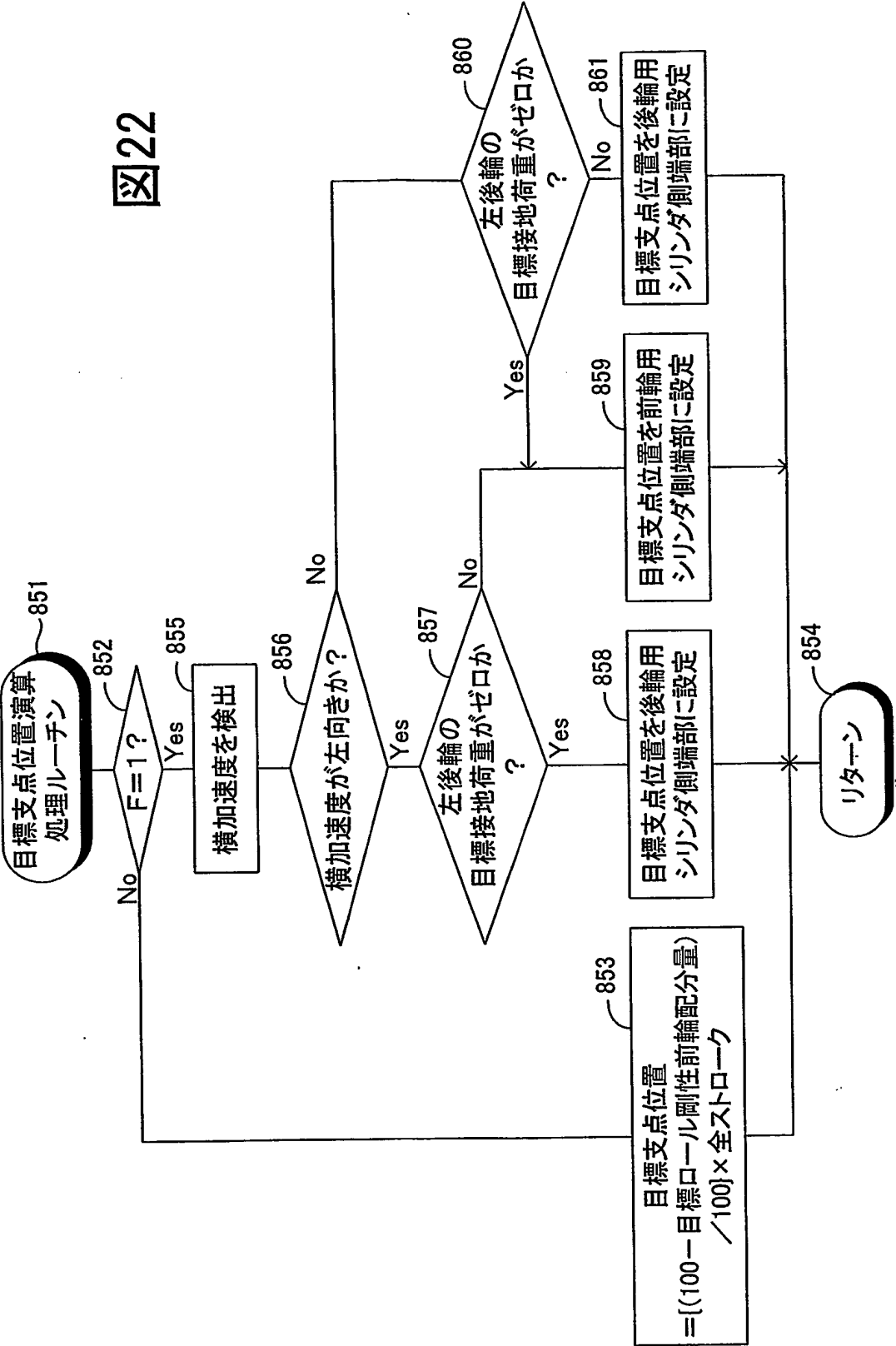


図22



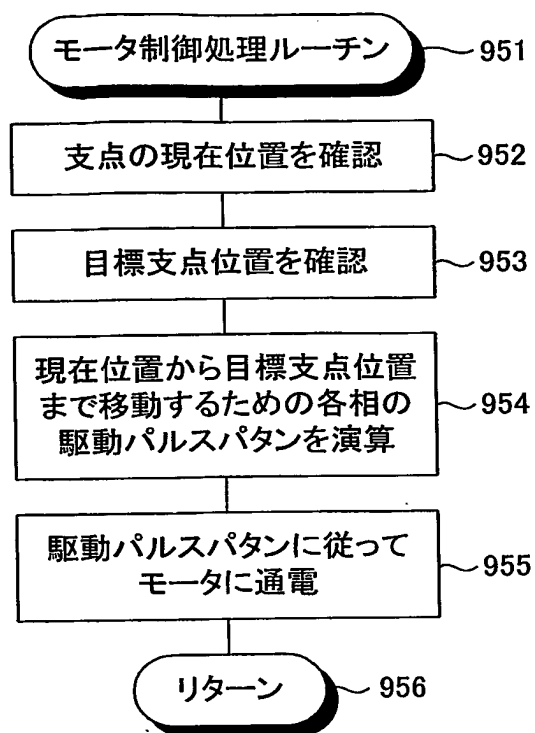


図23

図24A

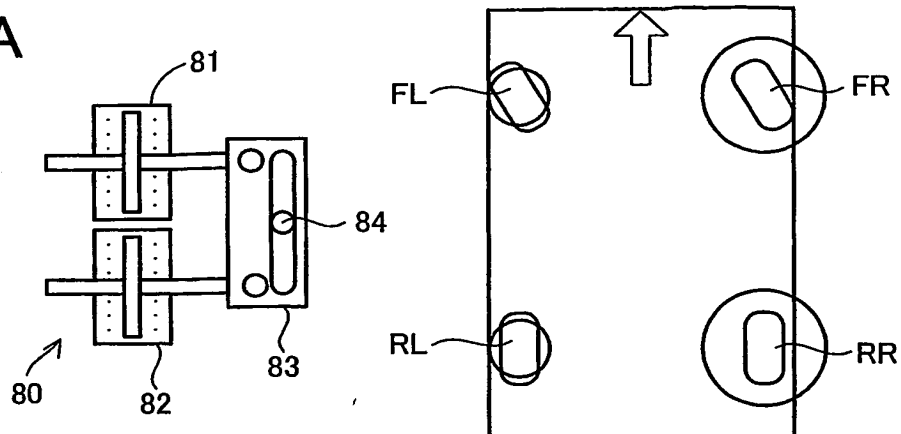


図24B

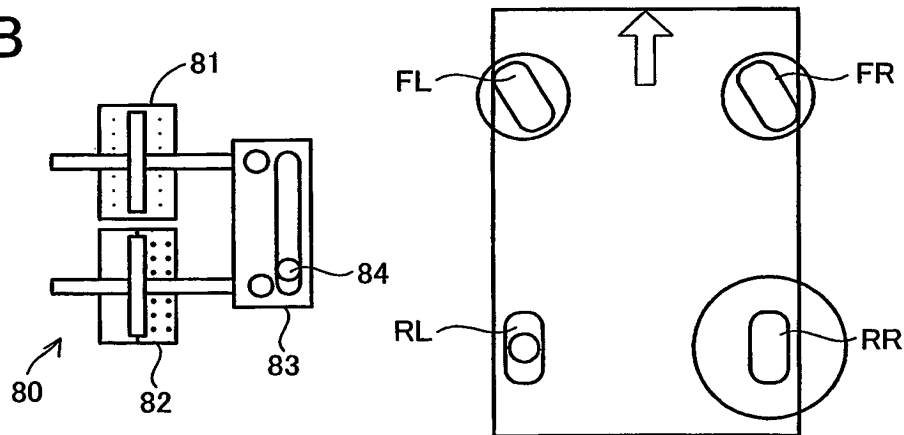
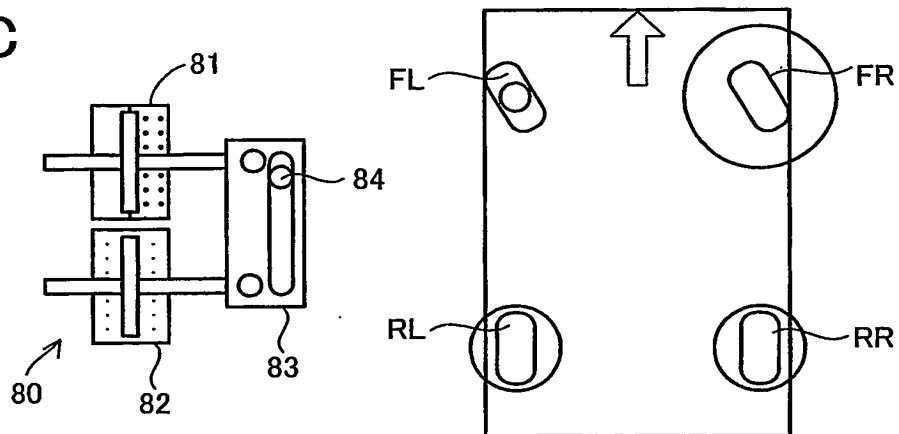


図24C



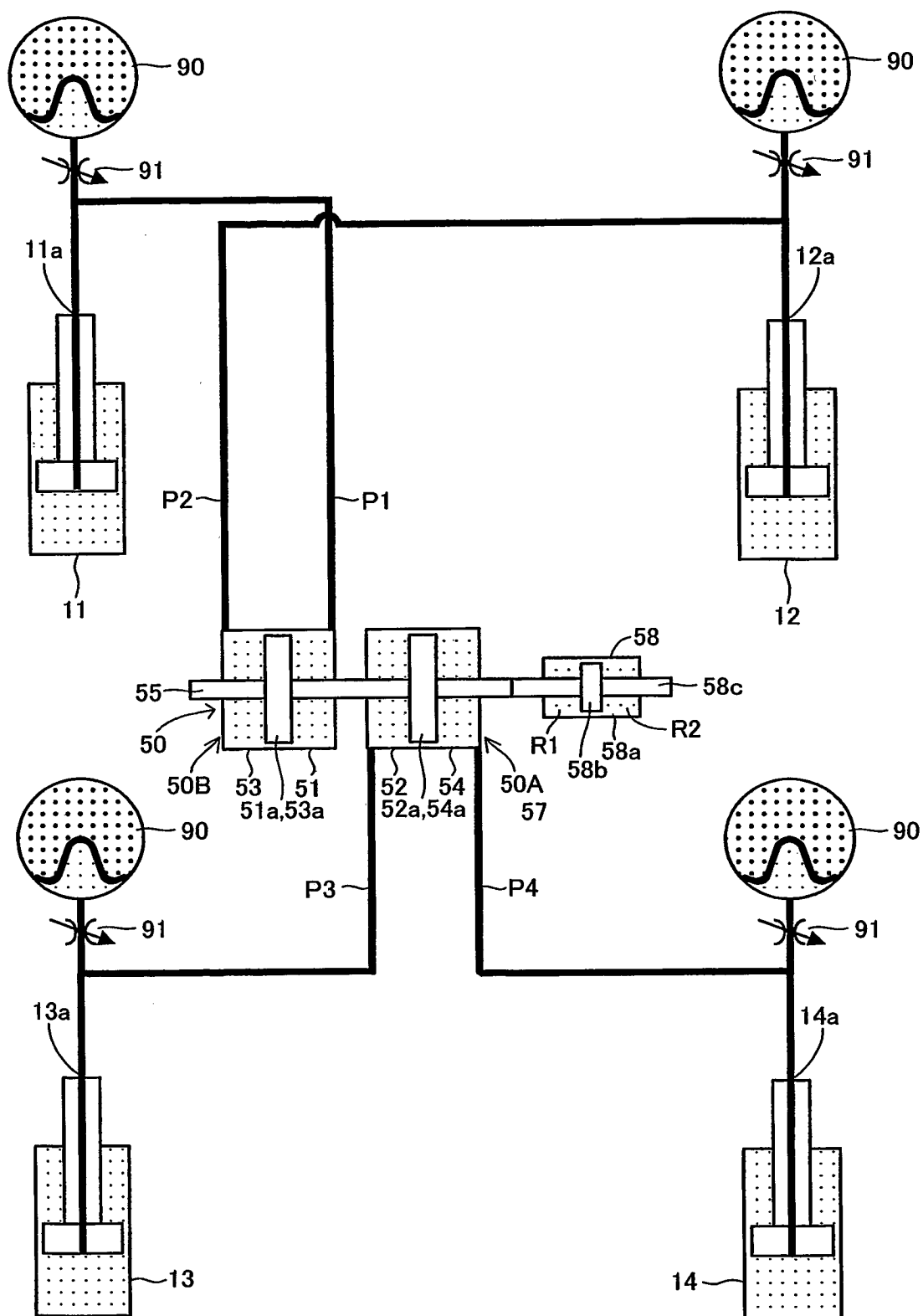


図25

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/06093

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl⁷ B60G17/015, 21/06

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁷ B60G17/015, 21/06

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1926-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2003
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2003	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2003

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	JP 2000-127733 A (Robert Bosch GmbH.),	1, 9, 16
Y	09 May, 2000 (09.05.00), & EP 992373 A & DE 19846500 A	2-4, 6-8, 13, 14, 17
Y	JP 61-285111 A (Volkswagen AG.), 15 December, 1986 (15.12.86), & DE 3618055 A	2-4, 6, 7, 14
Y	JP 8-9288 B2 (Mercedes-Benz AG.), 31 January, 1996 (31.01.96), & DE 3936987 A & EP 426995 A & US 5116077 A	2-4, 6, 7, 14
Y	US 3032349 A1 (Ernst J.H. Fiala), 01 May, 1962 (01.05.62), & FR 1208760 A & GB 844145 A & DE 1214553 B	3

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:
 "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
 "E" earlier document but published on or after the international filing date
 "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
 "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
 "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
 "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
 "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
 "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
12 August, 2003 (12.08.03)Date of mailing of the international search report
26 August, 2003 (26.08.03)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/06093

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	WO 01/008910 A1 (FONTDECABA BUJ Josep), 02 August, 2001 (02.08.01), & AU 6162000 A & ES 2159243 A & EP 1231086 A	4
Y	JP 7-257143 A (Nissan Diesel Motor Co., Ltd.), 09 October, 1995 (09.10.95), (Family: none)	6
Y	JP 2-175403 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 06 July, 1990 (06.07.90), (Family: none)	8
Y	JP 5-85368 B2 (Mazda Motor Corp.), 07 December, 1993 (07.12.93), (Family: none)	10, 11
Y	JP 2000-71736 A (Honda Motor Co., Ltd.), 07 March, 2000 (07.03.00), (Family: none)	13
Y	JP 7-17142 B2 (Nippondenso Co., Ltd.), 01 March, 1995 (01.03.95), & US 4892329 A	14
Y	JP 8-5294 B2 (Toyota Motor Corp.), 24 January, 1996 (24.01.96), & EP 236947 A & US 4761022 A	17

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))
Int. Cl. 7 B60G 17/015, 21/06

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))
Int. Cl. 7 B60G 17/015, 21/06

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1996年
日本国公開実用新案公報 1971-2003年
日本国登録実用新案公報 1994-2003年
日本国実用新案登録公報 1996-2003年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
X Y	JP 2000-127733 A (ローベルト ボツシュ ゲゼル シャフト ミット ベシユレンクテル ハフツング) 2000.05.09 & EP 992373 A & DE 19846500 A	1, 9, 16 2-4, 6-8, 13, 14, 17
Y	JP 61-285111 A (フォルクスヴァーゲン・アクチエン ゲゼルシャフト) 1986.12.15 & DE 3618055 A	2-4, 6, 7, 14

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日
12.08.03

国際調査報告の発送日
26.08.03

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁 (ISA/JP)
郵便番号100-8915
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)
増岡 亘



3Q 9143

電話番号 03-3581-1101 内線 3379

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	JP 8-9288 B2 (メルセデス・ベンツ・アクチエンゲゼル シャフト) 1996. 01. 31 & DE 3936987 A & EP 426995 A & US 5116077 A	2-4, 6, 7, 14
Y	US 3032349 A1 (Ernst J. H. Fiala) 1962. 05. 01 & FR 1208760 A & GB 844145 A & DE 1214553 B	3
Y	WO 01/008910 A1 (FONTDECABA BUJ Josep) 2001. 08. 02 & AU 6162000 A & ES 2159243 A & EP 1231086 A	4
Y	JP 7-257143 A (日産ディーゼル工業株式会社) 1995. 10. 09 (ファミリーなし)	6
Y	JP 2-175403 A (日産自動車株式会社) 1990. 07. 06 (ファミリーなし)	8
Y	JP 5-85368 B2 (マツダ株式会社) 1993. 12. 07 (ファミリーなし)	10, 11
Y	JP 2000-71736 A (本田技研工業株式会社) 2000. 03. 07 (ファミリーなし)	13
Y	JP 7-17142 B2 (日本電装株式会社) 1995. 03. 01 & US 4892329 A	14
Y	JP 8-5294 B2 (トヨタ自動車株式会社) 1996. 01. 24 & EP 236947 A & US 4761022 A	17